

***ANÁLISIS DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR POR IMPACTO A
TRAVÉS DEL NÚMERO DE NUSSELT EN EL PUNTO DE
ESTANCAMIENTO SOBRE UNA PLACA PLANA***

CRISTIAN ALFONSO TIBABISCO JAMAICA

**UNIVERSIDAD LIBRE
FACULTAD DE INGENIERÍA
INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ
2018**

***ANÁLISIS DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR POR IMPACTO A
TRAVÉS DEL NÚMERO DE NUSSELT EN EL PUNTO DE
ESTANCAMIENTO SOBRE UNA PLACA PLANA***

CRISTIAN ALFONSO TIBABISCO JAMAICA

PROYECTO DE GRADO

DIRECTOR:

SALVADOR VARGAS DÍAZ, PhD.

INGENIERÍA MECÁNICA

**UNIVERSIDAD LIBRE
FACULTAD DE INGENIERÍA
INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ**

2018

Dedicatoria:

A mis padres, hermana y sobrinos en especial.

Samir Salamah por su dirección y apoyo principalmente en el tema.

Melissa por su aliento incondicional.

RESUMEN

Transferencia de Calor por Impacto es una geometría aplicada con frecuencia en usos de ingeniería, la mayoría de las veces son aplicados en diseños térmicos donde es obligatorio transferir una buena cantidad de calor, v.g. en la refrigeración de los alabes de las turbinas gas. El objetivo de este estudio es analizar el *Número de Nusselt* en el *Punto de Estancamiento* (Nu_o) por efecto del impacto de un chorro simple de boquilla ranurada sobre una placa plana isotérmica, con la finalidad de encontrar el modelo de turbulencia más adecuado para predicciones en el punto de impacto de esta geometría, y así brindar un apoyo a los diseñadores. Los resultados que se obtienen de los modelos de turbulencia son comparados con datos experimentales, los cuales son tomados de la correlación empírica propuesta por Gardon & Akfirat, 1966 que valora el *Número de Nusselt* en el *Punto de Estancamiento* (Nu_o). Cuatro modelos de turbulencia son usados para estudiar el (Nu_o), de los cuales fueron escogidos dos modelos de turbulencia *RANS* (*Transitorio SST & Transitorio $\kappa - \kappa l - \omega$*) y dos *URANS* (*SAS & DES*), para comparar su exactitud con respecto a los datos experimentales obtenidos de la literatura. Varios espaciamientos de boquilla y placa se usan: desde $Z/B = 14$ hasta $Z/B = 40$. Dos *Números de Reynolds* son estudiados: desde $Re = 11,000$ hasta $Re = 22,000$. La *Intensidad de Turbulencia* se varía desde: 2% hasta el 10% en la salida de la boquilla. Las geometrías y condiciones de flujo que se mencionan se basan en el estudio experimental, como condiciones de frontera y dominio computacional. Por otra parte, se logra obtener la certeza de que la *Intensidad de Turbulencia* juega un rol importante como condición de frontera para poder tener buena precisión en las predicciones de (Nu_o). No obstante, se muestra la influencia que existe entre la *Velocidad* y la *Energía Cinética Turbulenta* en la llegada del chorro a la región de impacto. Además, se denota que no existe una influencia directa cuando se varía el ancho de la boquilla ranurada. Los modelos obtuvieron diferentes comportamientos, sin embargo, todos fueron comparados bajo cinco criterios: Exactitud, Independencia de Malla, Convergencia, Velocidad de Convergencia y Estabilidad de Resultados. El modelo de turbulencia que mejor representa estos criterios es el *Transitorio $\kappa - \kappa l - \omega$* , de esta manera, es recomendable para aplicaciones de *Transferencia de Calor por Impacto*.

TABLA DE CONTENIDO

RESUMEN	I
LISTA DE FIGURAS	IV
LISTA DE TABLAS	VI
TABLA DE ANEXOS	VII
NOMENCLATURA	VIII
<i>SÍMBOLOS DEL ALFABETO</i>	<i>VIII</i>
<i>SÍMBOLOS DEL ALFABETO</i>	<i>X</i>
<i>ABREVIATURAS</i>	<i>XI</i>
CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN	1
1.1 ANTECEDENTES	3
1.1.1 CARACTERÍSTICAS DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR: ESTUDIOS EXPERIMENTALES.	3
1.1.2 EFECTO DE LOS NIVELES DE TURBULENCIA Y GEOMETRÍA DE LA BOQUILLA.	6
1.1.3 CARACTERÍSTICAS DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR POR MEDIO DE MODELOS DE TURBULENCIA: ESTUDIOS NUMÉRICOS.	7
1.1.4 ESTUDIOS QUE INVOLUCRAN COMPARACIONES DE MODELOS NUMÉRICOS EN TRANSFERENCIA DE CALOR POR IMPACTO, POR MEDIO DE MÚLTIPLES BOQUILLAS Y DE OTROS TURBULADORES	12
1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	14
1.3 JUSTIFICACIÓN	15
1.4 OBJETIVOS	16
1.4.1 OBJETIVO GENERAL	16
1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	16
1.5 MARCO CONCEPTUAL	17
1.6 MARCO TEÓRICO	19
1.6.1 PRINCIPIOS DE CONSERVACIÓN.	19
1.6.2 ECUACIONES DE NAVIER-STOKES.	20

1.6.3 FLUJOS TURBULENTOS.	21
1.6.4 CÁLCULO DE FLUJOS TURBULENTOS.	22
1.6.5 ECUACIONES RANS (REYNOLDS AVERAGED NAVIER-STOKES).	22
1.6.6 MODELOS DE TURBULENCIA.	23
1.6.7 TRANSFERENCIA DE CALOR Y MECANISMOS DE TRANSFERENCIA.	28
1.7 DISEÑO METODOLÓGICO	30
<u>CAPÍTULO 2. ELECCIÓN DE ESTUDIO EXPERIMENTAL.</u>	<u>31</u>
2.1 DATOS BÁSICOS Y CRITERIOS DE SELECCIÓN.	34
2.2 SELECCIÓN DE ESTUDIO EXPERIMENTAL.	34
<u>CAPÍTULO 3. SELECCIÓN DE MODELOS DE TURBULENCIA</u>	<u>36</u>
3.1 CRITERIOS DE SELECCIÓN	40
3.2 SELECCIÓN DE MODELOS DE TURBULENCIA	41
<u>CAPÍTULO 4. SIMULACIÓN NUMÉRICA.</u>	<u>42</u>
4.1 PREPROCESAMIENTO	42
4.1.1 GEOMETRÍA DEL PROBLEMA.	42
4.1.2 CONDICIONES DE FRONTERA.	43
4.1.3 DISCRETIZACIÓN Y MÉTODOS DE SOLUCIÓN.	45
4.2 SIMULACIÓN	46
4.2.1 INDEPENDENCIA DE MALLA.	46
4.2.2 CRITERIOS DE CONVERGENCIA.	52
<u>CAPÍTULO 5. RESULTADOS Y DISCUSIÓN</u>	<u>54</u>
5.1 FÍSICA DEL CHORRO IMPACTANTE.	54
5.2 TRANSFERENCIA DE CALOR POR IMPACTO	59
5.3 ELECCION DEL MODELO DE TURBULENCIA.	69
<u>CAPÍTULO 6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES</u>	<u>72</u>
6.1 CONCLUSIONES	72
6.2 RECOMENDACIONES	74
<u>REFERENCIAS</u>	<u>75</u>

LISTA DE FIGURAS

Fig. 1 Campo de Flujo para un Chorro de Impacto sobre una placa plana. A) Se muestran las cuatro regiones del chorro que describen el comportamiento del chorro. B) Se visualiza las tres regiones mencionadas por Martin, 1977	2
Fig. 2 Correlación del coeficiente de transferencia de calor en el punto de estancamiento. (Gardon & Akfirat, 1965)	5
Fig. 3 Esquema geométrico de un arreglo de múltiples chorros	33
Fig. 4 Métodos que describen el comportamiento de un flujo turbulento en el tiempo (Yun, 2017)	37
Fig. 5 Tratamientos cerca de la pared (Ansys Inc., 2011)	38
Fig. 6 Dominio físico computacional de un chorro impactante	43
Fig. 7 Diagrama esquemático de las condiciones de frontera un chorro simple	44
Fig. 8 Parámetros importantes en la independencia de malla	47
Fig. 9 Malla típica utilizada para el dominio computacional	49
Fig. 10 Ejemplo de la relación de Ny vs Nuo por cada modelo de turbulencia para: $Re = 22000$, $Z/B = 14$ & $B = 18$ in	51
Fig. 11 Historial de convergencia para residuos normalizados	52
Fig. 12 Historial de convergencia en la Tasa Total de Transferencia de Calor (TTTC) sobre la placa de impacto	53
Fig. 13 Vectores de velocidad para el chorro impactante sobre la placa	55
Fig. 14 Energía Cinética Turbulenta sobre el Eje de Simetría para $Z/B = 40$	55
Fig. 15 Velocidad axial a través de la línea central del eje de Simetría de $Z/B = 40$	56
Fig. 16 Comparación de velocidades axiales a través de la línea central del eje de simetría para $Z/B = 14$ y $Z/B = 40$	57
Fig. 17 Energía Cinética Turbulenta sobre la Simetría para un $Z/B = 14$.	58
Fig. 18 Velocidad axial a través de la línea central del eje de Simetría de $Z/B = 14$.	58

Fig. 19 Comparación de la predicción del Numero de Nusselt en el Punto de estancamiento por medio de varias Intensidades de Turbulencia en la salida del chorro 60

Fig. 20 Comparación de la predicción de Numero de Nusselt en el Punto de Estancamiento por los Modelos de Turbulencia en varias alturas de boquilla para un $Re = 22,000$. 62

Fig. 21 Comparación de la predicción de Numero de Nusselt en el Punto de Estancamiento por los Modelos de Turbulencia en varias alturas de boquilla para un $Re = 11,000$. 65

Fig. 22 Contornos de velocidad para diferentes densidades de malla por medio del número de nodos en el eje de simetría (N_y) bajo la predicción del modelo de turbulencia DES. 66

LISTA DE TABLAS

Tabla 1 Comparación de modelos CFD comúnmente usados para problemas de Transferencia de Calor por Impacto (Zuckerman & Lior, May, 2005).....	11
Tabla 2 Resumen de Geometrías utilizadas para la transferencia de calor por impacto	32
Tabla 3 Parámetros para elección de estudio experimental	34
Tabla 4 Modelos de Turbulencia implícitos en ANSYS FLUENT	39
Tabla 5 Parámetros de estudio evaluados en este trabajo	42
Tabla 6 Independencia de malla para $Z/B=40$, Modelo SST y $Re = 22000$	48
Tabla 7 Matriz de casos analizados y comparados con datos experimentales.....	59
Tabla 8 Predicción Número de Nusselt en el Punto de Estancamiento para dos Anchos de Boquilla.....	61
Tabla 9 Errores de predicción del Numero de Nusselt en el Punto de Estancamiento para varios espaciamientos de Boquilla-Placa bajo diferentes Modelos de Turbulencia evaluado para $Re = 22,000$	63
Tabla 10 Comparación de Errores para el Modelo de Turbulencia SAS para un $Re = 22,000$	64
Tabla 11 Errores de predicción del Numero de Nusselt en el Punto de Estancamiento para varios espaciamientos de Boquilla-Placa bajo diferentes Modelos de Turbulencia evaluado para $Re = 11,000$	67
Tabla 12 Comparación de Errores para el Modelo de Turbulencia SAS para un $Re = 11,000$	68
Tabla 13 Errores promedio para todos los modelos de turbulencia.....	69
Tabla 14 Matriz Pugh.....	71

TABLA DE ANEXOS

ANEXO A Gráficos de Independencia de malla para varios Re y Z/B	79
ANEXO B Artículo.	83

NOMENCLATURA

Símbolos del Alfabeto

<i>Símbolo</i>	<i>Término</i>	<i>Unidades/Método</i>
A	Área	m^2
AR	Relación de aspecto	-
B	Ancho de la boquilla ranurada	mm
D	Diámetro de la boquilla circular	mm
d_x	Primera distancia del nodo en la dirección x	in
d_y	Primera distancia del nodo en la dirección y	in
h	Coficiente Local de transferencia	$\frac{W}{m^2 K}$
h_o	Coficiente de transferencia en el punto de estancamiento	$\frac{W}{m^2 K}$
h_{av}	Coficiente promedio de transferencia de calor	$\frac{W}{m^2 K}$
i_x	Tasa de inflación en la dirección x	-
i_y	Tasa de inflación en la dirección y	-
k	Energía cinética turbulenta	m^2/s^2
k_a	Conductividad térmica	$\frac{W}{m K}$
N_i	Número de nodos en i	-

N_y	Número de nodos en y	-
N_x	Número de nodos en x	-
Nu	Número de Nusselt local	$h x / k_a$
Nu_o	Número de Nusselt en el punto de estancamiento	$\frac{h (D \text{ ó } B)}{k_a}$
Pr	Número de Prandtl	
Re	Número de Reynolds en la salida del chorro	$\frac{u_e (D) \rho}{\nu}, \frac{u_e (B) \rho}{\nu}$
T_j	Temperatura del Chorro	$^{\circ}\text{C}, K$
T_p	Temperatura en la placa	$^{\circ}\text{C}, K$
T_u	Intensidad de turbulencia	u'_{rms}/u_m
V_e	Velocidad en la salida del chorro	m/s
V_m	Velocidad evaluada en la línea de simetría	m/s
x	Distancia lateral desde el punto de estancamiento	mm
y^+	Distancia adimensional	-
z_n	Distancia desde la boquilla hasta la placa	mm

Símbolos del Alfabeto

<i>Símbolo</i>	<i>Término</i>	<i>Unidades/Método</i>
ε	<i>Tasa de disipación de energía cinética turbulenta</i>	m^2/s^2
μ	<i>Viscosidad dinámica de aire</i>	$\frac{kg}{m\ s}$
ν	<i>Viscosidad cinemática de aire</i>	m^2/s
ρ	<i>Densidad de aire</i>	$\frac{kg}{m^3}$
ω	<i>Tasa de disipación de energía</i>	$\omega = \varepsilon/k, 1/s$
ΔT	<i>Diferencia de temperaturas sobre la placa caliente y el chorro de entrada</i>	$^{\circ}C, K$

Abreviaturas

<i>Abreviatura</i>	<i>Término (inglés/español)</i>
<i>SST</i>	<i>Shear Stress Transport/Transporte de Esfuerzo Cortante</i>
<i>SAS</i>	<i>Scaled Adaptive Simulation/Simulación de Escala Adaptativa</i>
<i>RNG</i>	<i>Re-Normalisation Group / Grupo de Renormalización</i>
<i>RSM</i>	<i>Reynolds Stress Equation / Modelo de Esfuerzo de Reynolds</i>
<i>DES</i>	<i>Detached Eddy Simulation/ Simulación de Remolino Independiente</i>
<i>CFD</i>	<i>Computational Fluid Dynamics / Dinámica de Fluidos Computacional</i>
<i>RANS</i>	<i>Reynolds-Averaged Navier–Stokes / Ecuaciones de Navier-Stokes Promediadas en el Tiempo</i>
<i>URANS</i>	<i>Unsteady Reynolds-Averaged Navier–Stokes / Ecuaciones Instables de Navier-Stokes Promediadas en el Tiempo</i>
<i>LES</i>	<i>Large Eddy Simulation / Simulación de Grandes Escalas</i>
<i>DNS</i>	<i>Direct Numerical Simulation / Simulación Numérica Directa</i>
<i>SIMPLE</i>	<i>Semi-Implicit Method for Pressure-Linkage Equations / Método Semi-</i>

	<i>Implícito para la Unión de Ecuaciones de Presión</i>
<i>G&A</i>	<i>Gardon & Akfirat Autores de la Correlación Empírica Utilizada para Comparaciones</i>
<i>PDF</i>	<i>Probability Density Function / Función de Densidad de Probabilidad</i>
<i>EWT</i>	<i>Enhanced Wall Treatment / Funciones de Pared Mejoradas</i>
<i>TTTC</i>	<i>Tasa Total de Transferencia de Calor</i>

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN

En la actualidad existen varias tecnologías con la función principal de promover la transferencia de calor y masa, dichas geometrías se utilizan para diversas aplicaciones industriales. Sin embargo, la gran mayoría cumple con la tarea de promover turbulencia por medio de diferentes configuraciones geométricas, por esta razón reciben el nombre de turbuladores (Schiffer, Taege, & Haselbach, 2004). Las diferentes aplicaciones hacen que sea necesario seleccionar cada método por su eficiencia para remover el calor; aunque este no es el único parámetro, ya que en algunas aplicaciones resulta difícil acomodar o aplicar las geometrías que poseen los mejores rendimientos, como resultado es necesario optimizar la gran mayoría de tecnologías de refrigeración (Je-Chin Han, Lesley M. Wright, 2006).

Los turbuladores son un grupo de geometrías bastante usadas en las últimas décadas para conceptos de diseño, debido a la necesidad de remover el calor en muchas aplicaciones; existen alrededor de cuatro métodos importantes, los cuales se denotan por su características geométricas, por ejemplo los tabuladores de costilla, hoyos, pasajes de aletas o alfileres y de chorros de impacto (“Ribs Tabulators, Dimples, Pin-Fins y Impingement Cooling”, denominaciones en Inglés), según (Je-Chin Han, Lesley M. Wright, 2006)

Del grupo de geometrías mencionadas, el método más destacado es quizás la transferencia de calor por impacto de chorro, ya que se considera un método agresivo para remover el calor en la industria (Penumadu & Rao, 2017), siendo tal vez una de las geometrías más aprovechadas. Existen dos tipos de aplicaciones de este método: chorros individuales o arreglos geométricos de varios chorros. Su aplicación depende de la extensión de calor a remover: el primero, se utiliza para tratar un punto localizado de calor y el segundo, cuando el calor es uniforme sobre una superficie, ver *Fig. 1*.

Existen diferentes usos industriales para la transferencia de calor por impacto de chorro, entre los más destacados se encuentra: enfriamiento de componentes electrónicos, secado de papel y textiles, enfriamiento de placas de suelos y láminas de acero no ferrosos (Salamah & Kaminski, 2005). Otra aplicación importante es en las turbinas de gas, ya que se hace necesaria la refrigeración interna en los álabes que se encuentran en las dos primeras etapas luego de la combustión, formando parte de los factores importantes del diseño.

Estudios de refrigeración y de nuevos materiales, han permitido aumentar parámetros importantes en estos dispositivos, por ejemplo, en las turbinas de gas las temperaturas de combustión se han podido aumentar considerablemente (Koff, 2004), de esta manera, es necesario hacer énfasis en poder determinar diferentes métodos, para lograr realizar diseños con alta capacidad para remover calor, siendo la mejor manera por medio de estudios experimentales, los cuales ayudan a obtener buenas

predicciones de la transferencia de calor. Por otra parte, la complejidad para llevar a cabo estos estudios empíricos hace necesario el uso de análisis numéricos por medio de las ecuaciones *RANS* (*Reynolds-Averaged Navier-Stokes*), de las cuales se derivan modelos de turbulencia de diferentes ecuaciones para su solución, estos utilizados en la predicción de coeficientes de transferencia de calor; con una calidad media para la predicción.

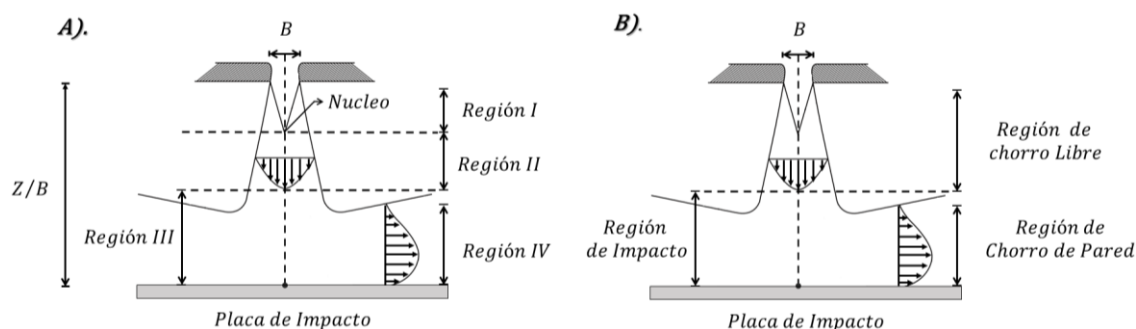


Fig. 1 Campo de Flujo para un Chorro de Impacto sobre una placa plana. A) Se muestran las cuatro regiones del chorro que describen el comportamiento del chorro. B) Se visualiza las tres regiones mencionadas por Martin, 1977

Fuente. Autor del Proyecto

Sin embargo, este método posee diferentes fenómenos (*entre ellos el cambio de dirección del fluido*) ocasionando que los análisis numéricos sean complejos, ya que como se muestra en la Fig. 1(a).el método se caracteriza por tener tres momentos significativos en el desarrollo del chorro (Martin, 1977): la primera región importante sucede momentos después de salir de la boquilla, donde se dispersa la línea central del chorro, esta es denominada región libre; la segunda sucede cuando el chorro golpea la placa plana, llamada región o punto de estancamiento y la última región sucede después del choque, llamada la región lateral la cual según (Martin, 1977) en el estudio de (Glauert, 1956), se empezó a denominar pared de chorro. Otros autores mencionan cuatro regiones, manteniendo las mismas tres anteriores, y en adición la región de establecimiento de flujo. Dicha región se presenta momentos después de salir de la boquilla y se encuentra en todo el núcleo potencial del chorro, es decir, en esta sección de flujo la velocidad es la misma a la de la salida de la boquilla (Gauntner, Livingood, & Hrycak, 1970). Seguido de esto la región dos se denomina región de flujo estable y se considera la misma región libre (Martin, 1977), como se muestra en la Fig. 1(b).

De esta manera, una de las regiones más difíciles de simular para los modelos de turbulencia es en la región de impacto o estancamiento, debido a la presencia de gradientes de presión adversa, ya que se hace difícil para ellos el cálculo de esta. Además, en las diferentes regiones que experimenta el fluido se denotan muchas transformaciones, tales como cambios de dirección, velocidades y regímenes turbulentos y laminares, haciendo que este método de transferencia sea estudiado con frecuencia para la mejora en los diseños de componentes enfrentados a altos niveles de temperatura.

1.1 Antecedentes

Los diseños de sistemas de refrigeración obedecen a una alta variedad de parámetros adimensionales, los cuales son: *Número de Nusselt (N_u)*, *número de Reynolds (R_e)*, *número de Prandtl (P_r)*, *relación entre la distancia de la superficie y el diámetro de la boquilla (z/D)* y *la relación entre la distancia radial desde el punto de estancamiento y el diámetro de la boquilla (x/D)*, según (Jambunathan, Lai, Moss, & Button, 1992). Estos parámetros se ven involucrados en la tasa de transferencia de calor, de esta manera, las correlaciones empíricas a las que se ha llegado con base en experimentos dependen de estos parámetros adimensionales, ya que la transferencia de calor sobre la superficie se encuentra en función de las características geométricas y propiedades del fluido y el material.

Existen otros parámetros de estudio que no involucran números adimensionales y relaciones geométricas, los cuales, son variables que implican únicamente condiciones de flujo. Así mismo, los estudios experimentales han intentado estudiar los parámetros anteriores bajo las siguientes variables: *Efectos de la geometría de la boquilla*, *aislamientos de flujo*, *factor de recuperación*, *niveles de turbulencia*, *chorros oblicuos*, *chorros confinados*, *flujo cruzado* y *disipación de la temperatura del chorro*.

Estos factores afectan directamente la razón de *transferencia de calor*; así mismo, todos los parámetros mencionados han sido estudiados con frecuencia por medio de estudios experimentales y tal vez son los más significativos en las correlaciones llevadas a cabo para estos estudios, debido a su gran influencia en el método de la transferencia de calor por impacto.

Teniendo en cuenta lo anterior, para la selección de las geometrías, los estudios experimentales deben poseer buena información sobre las condiciones de flujo estudiadas; de esta manera se puede garantizar una buena aplicación de las condiciones de frontera para la solución de los modelos de turbulencia.

1.1.1 Características de la transferencia de calor: Estudios experimentales.

Los estudios experimentales, se enfocan en mejorar y determinar la influencia de la altura de la boquilla con respecto a la superficie de una placa plana, también, en comparar la variación de la transferencia de calor con respecto al punto de estancamiento, basándose en diferentes números de Reynolds (R_e). Sin embargo, en algunos casos solo se enfocan en un valor crítico, el cual se determina experimentalmente como el que mejor tasa de transferencia de calor permite obtener.

Existen diferentes factores que ayudan a la caracterización de la transferencia de calor por impacto de chorro, en su mayoría los estudios hacen un esfuerzo por determinar factores dinámicos de los fluidos, los cuales hacen que la transferencia de calor sea sensible a cambios, además se esfuerzan también en determinar correlaciones las cuales ayudan a calcular en diferentes puntos el calor transferido, es decir correlaciones para el *número de Nusselt* en el punto de estancamiento (Nu_o), o bien en algún lugar sobre la placa (Nu) y para algunos casos el valor promedio sobre esta (Nu_{av}).

Estudios experimentales, centran sus trabajos en mejorar la predicción del coeficiente de transferencia de calor, además, verifican las características del coeficiente de

transferencia de calor local, como ya fue mencionado; de esta manera, es de recalcar que en general la mayoría de estudios se trabajan para un chorro o para arreglos geométricos de varios chorros, en dos dimensiones o tres dimensiones según el tipo de estudio, además las geometrías de la boquilla más utilizadas son circulares, ranuradas o rectangulares.

Los primeras mediciones del coeficiente de transferencia de calor promedio para un arreglo de chorros según (Gardon & Akfirat, 1966), fueron realizados por parte de (Friedman & Mueller, 1951) en el trabajo titulado "*Heat Transfer to Flat Surfaces*"; en este trabajo se obtuvieron correlaciones empíricas para diferentes arreglos de chorros con diferentes boquillas ranuradas.

Otros parámetros geométricos importantes que se encuentran reportados son trabajos para chorros oblicuos con respecto a la placa, un estudio por (Perry, 1954), llamado "*Heat Transfer by Convection From a Hot Gas Jet to a Plane Surface*"; para el estudio variaron tres tipos de ángulos para el chorro, las boquillas utilizadas fueron todas circulares. De esta forma, estudian el efecto de la variación del ángulo en la transferencia de calor. En este trabajo se obtuvieron varias correlaciones dependiendo de la posición del chorro, una para flujos paralelos a la placa plana y otra para flujos perpendiculares, además se obtuvieron diferentes constantes y factores dependiendo del ángulo al cual se encuentra la boquilla de la placa. Sin embargo, se muestra que la posición con mayor capacidad de transferencia es cuando la boquilla se encuentra perpendicular a la placa.

Uno de los principales trabajos es el realizado por (Gardon & Cobonpue, 1962), quienes sustentan en su trabajo titulado "*Heat Transfer Between a Flat Plate and Jets of Air Impinging On It*" una correlación para un chorro de impacto simple de boquilla circular. La correlación fue obtenida para determinar el número de *Nusselt* en el punto de estancamiento (Nu_o); los números de *Reynolds* en la entrada del chorro fueron 5700, 28000 y 7000 y (z/D) varió desde 2 hasta 40 veces el diámetro de la boquilla. Con estas medidas y condiciones la correlación del estudio solamente tiene buenos resultados para $z/D > 20$ y $Re = 14000$. Por otra parte, se denota que la mayor transferencia de calor para el punto de estancamiento se en cuenta cuando $z/D = 12$. Además, trabajaron un arreglo de chorros circulares obteniendo otra correlación para determinar el número de *Nusselt* promedio ($\overline{Nu_{av}}$), la cual tiene intervalos de confianza del 10% de error.

En otro estudio al que se llegó a una correlación para la predicción del Nu_{av} , fue en el trabajo de (Huang G. C., 1963) el cual se tituló "*Investigations of Heat-Transfer Coefficients for Air Flow Through Round Jets Impinging Normal to a Heat-Transfer Surface*", se obtuvo una correlación a través de la variación de diferentes Re y de dos tipos de boquillas circulares. Este estudio mostró que para determinar el coeficiente de transferencia de calor, fue por medio de la medición de diferentes parámetros: temperatura del aire, temperatura en la placa a un tiempo cero, temperatura al final de la placa y el tiempo el cual se midió la temperatura final. Estos parámetros, sirvieron para poder determinar dicha correlación que relaciona también la razón de calor axial.

Por otra parte, debido a que la turbulencia juega un rol importante en la transferencia de calor; por parte de (Gardon & Akfirat, 1965), realizaron un trabajo titulado "*The Role of Turbulence in Determining The Heat-Transfer Characteristics of Impinging Jets*" donde se compararon las velocidades en la línea central o de simetría y la

turbulencia en el mismo eje, ambas con respecto a diferentes espaciamentos (z/B). Para dicho estudio, se utilizaron también generadores de turbulencia en la boquilla para ver su efecto en el coeficiente h_o , con diferentes *números de Reynolds* en la boquilla y probando tres tipos de *intensidad de turbulencia*. Asimismo, se destaca como importante la influencia de la turbulencia, debido a que en la placa existe una transición de régimen laminar a turbulento en la capa límite, lo cual es un factor importante en la transferencia de calor.

En otro estudio realizado por (Gardon & Akfirat, 1966), titulado “*Heat Transfer Characteristics of Impinging Two-Dimensional Air Jets*.” se utilizaron diferentes: tamaños de boquilla, tasas de flujo de aire y espaciamentos (z/B). Cada geometría se analizó bajo un Re , basado en las condiciones de salida de la boquilla. De esta manera, pudieron llegar a una correlación que depende de tres parámetros adimensionales (Nu , Re , z/B).

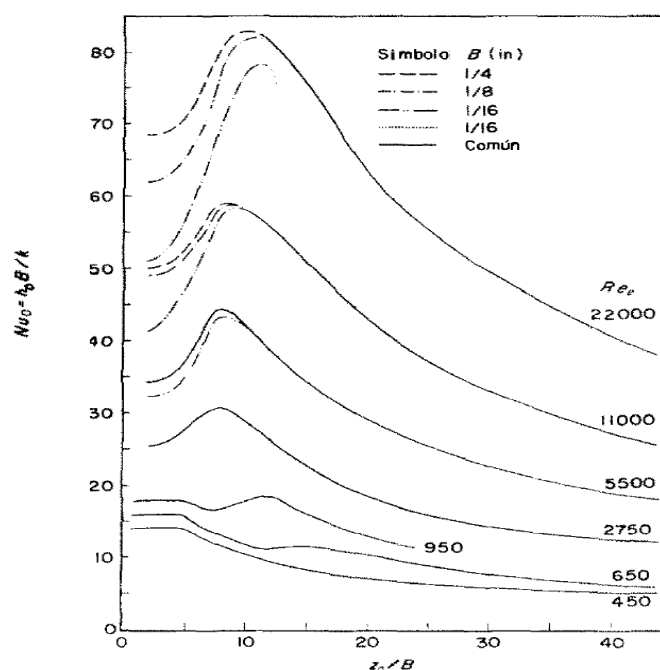


Fig. 2 Correlación del coeficiente de transferencia de calor en el punto de estancamiento. (Gardon & Akfirat, 1965)

Las diversas geométricas y variaciones de flujo, estuvieron caracterizadas por los diferentes tamaños de la boquilla, la cual fue modificada entre ($1/16 < B < 1/4$) *pulgadas* para llegar a la correlación; como se observa en la Fig. 2. Además, se observa que no existen cambios en el *número de Nusselt* con la variación del ancho de la boquilla. Los *números de Reynolds* se trabajaron desde flujos laminares hasta flujos turbulentos ($450 < Re < 22,000$), también se varió la distancia ($2 < z/B < 40$), esto para poder determinar la correlación para el *número de Nusselt* en el punto de estancamiento. De igual forma, la variación lateral desde el punto de estancamiento en el coeficiente de transferencia de calor fue estudiada probando diferentes *números de Reynolds* y z/B , como se muestra en la Fig. 2. También relacionaron el coeficiente de transferencia con respecto a un arreglo de chorros, obteniendo una correlación para encontrar el *número de Nusselt* promedio sobre la placa.

Con estas geometrías y condiciones de flujo, concluyeron que la máxima transferencia de calor coincide con el punto de estancamiento, debido a que en esta zona se encuentran los valores máximos de turbulencia. También, lograron observar que la mejor distribución lateral del coeficiente de transferencia de calor está en $z/B = 8$. Se puede apreciar que, para una relación mayor a ocho, la transferencia de calor local tiende a disminuir. Lo mismo ocurre para una relación menor, que, si bien no presenta una gran variación en valores cercanos, es importante estar cerca de una relación $z/D = 8$.

En la revisión realizada en 1992 por (Jambunathan, Lai, Moss, & Button), titulado “*A Review of Heat Transfer Data for Single Circular Jet Impingement*”. Citan la investigación llevada a cabo por (Schlunder & Gnielinski, 1967) quienes usaron boquillas circulares dentro de su publicación, obteniendo resultados similares, donde la máxima turbulencia está dada en el punto de estancamiento. Además, estos valores ocurren cuando $z/D = 7.5$. En este mismo trabajo, citan el análisis llevado a cabo por (Gundappa, Hudson, & Diller, 1989), quien trabajó con chorros provenientes de tubos, en donde estableció también, que los valores más altos del *número de Nusselt* para un chorro incidente de tubo “*Impinging pipe jet*” se encuentra en una relación de la distancia entre la boquilla y la superficie $z/D = 7.8$.

Por otro lado, en 1988 por parte de (Popiel & Boguslawski) se estudió el efecto de las relaciones geométricas de la boquilla, bajo la distribución radial del coeficiente de transferencia de calor, evaluado en el punto de estancamiento, en su estudio titulado “*Effect of Flow Structure on the Heat or Mass Transfer on a Flat Plate in Impinging Round Jet*”, en este trabajo utilizaron dos tipos de boquillas, las cuales tuvieron en la entrada del flujo una intensidad de turbulencia entre los valores de cero punto setenta y cinco por ciento (0.75%) y uno punto ocho por ciento (1.8%), logran establecer que en la distribución radial existen tres picos, el primero se encuentra en el nucelo del chorro, el otro, se encuentra en la región donde existe la transición de régimen laminar a turbulento; de esta manera establecen que el punto de mayor distribución radial de transferencia de calor, por lo general, ocurre en el punto de estancamiento $x/D = 0.5$.

1.1.2 Efecto de los niveles de turbulencia y geometría de la boquilla.

Se estudiaron diferentes parámetros, entre ellos los efectos de la geometría de la boquilla; que fueron estudiados en 1979 por parte de (Obot, Majumdar, & Douglas), en su trabajo titulado “*Effect of Nozzle Geometry on Impingement Heat Transfer Under a Round Turbulent Jet*”, en este trabajo se examinó el efecto de dos tipos de boquilla sobre el coeficiente de transferencia de calor; los tipos de boquilla fueron: Una boquilla con contorno en la entrada y otra con borde afilado. Para el estudio se trabajó con una relación l/D , donde l es la longitud de la boquilla y D es el diámetro de esta. En total el estudio utilizó cinco longitudes de la boquilla, también se varió el *número de Reynolds* en un rango de ($15,000 < Re < 60,000$). Así mismo, los espaciamientos entre la boquilla y la Superficie se trabajaron de ($2 < Z/D < 12$). De esta manera, los resultados muestran que para el caso donde la relación del diámetro con respecto a la altura es de 10 a 20 diámetros de longitud, la influencia es mucho más pronunciada sobre el coeficiente de transferencia de calor. Debido a esto, obtienen como resultado que cuando $l/D = 1$, la intensidad de turbulencia puede estar dada en un valor del 0.47 %, en cambio, si se aumenta la relación a $l/D = 50$, la intensidad puede estar

cerca de 2.67 %. Por otra parte, si es una boquilla con borde afilado “Sharp Edge Nozzle” la intensidad puede aumentar al 4%. Se muestra la variación del *Número de Nusselt* con respecto a la distancia radial desde el punto de estancamiento, exponiendo la influencia de la geometría de la boquilla. Como se puede apreciar, al variar los niveles de turbulencia con la geometría de la boquilla, se puede mejorar la tasa de transferencia de calor, como es el caso de la boquilla de borde afilado.

Por lo tanto, el estudio determinó que para una boquilla de borde afilado con una relación $l/D = 1$ y un $Re = 29,485$, el máximo *número de Nusselt* en el punto de estancamiento ocurre cuando $Z/D = 4$. Además, para una boquilla de contorno circular, el máximo *número de Nusselt* ocurre cuando la relación es de $Z/D = 8$.

Las investigaciones que se han llevado a cabo con respecto al efecto de la turbulencia en el coeficiente de transferencia de calor; muestran que los niveles de turbulencia en la salida de la boquilla tienen alta influencia en donde se encuentra la mayor transferencia de calor, es decir, el punto de estancamiento. En el estudio hecho en 1977 por (Hoogendoorn, 1977), titulado “*The Effect of Turbulence On Heat Transfer At a Stagnation Point*”, se estudio el efecto de los niveles de turbulencia en un rango de (0.5-3.2)% con un *número de Reynolds* de 60,000 y un $Z/D = 2$, encontrando que el *número de Nusselt* se incrementa directamente con el aumento de la intensidad de turbulencia entre unos valores de 180-215.

El coeficiente de transferencia de calor puede aumentar por medio de un flujo cruzado, como se analizó en 1982 por parte de (Goldstein & Behbahani), en su trabajo titulado “*Impingement of a Circular Jet With and Without Cross Flow*”. Para este estudio se trabajo la transferencia de calor por impacto con y sin flujo cruzado bajo la variación de la relación entre la boquilla y la superficie, se logro ver que a medida que aumenta la altura del chorro con el flujo cruzado, el *número de Nusselt* disminuye cuando $Z/D = 12$, al contrario cuando la distancia es menor y posee un flujo cruzado moderado, el *número de Nusselt* tiende a aumentar en un valor de $Z/D = 6$.

Estudios que han trabajado el efecto que posee un bajo *número de Reynolds* con relaciones de altura pequeños, viendo la influencia en los valores de el *número de Nusselt*, fueron realizados en 1994 por parte de (Huang & ElGenk), trabajo titulado “*Heat Transfer of an Impinging Jet on a Flat Surface*”, donde su estudio llegaron a una correlación bajo *números de Reynolds* menores de 6000 y solamente un diámetro de boquilla. Demostrando que el máximo (N_u) en el punto de estancamiento ocurre cuando $Z/B = 4.7$, también, se acevera que el (N_u) va a incrementar con respecto al aumento de (Re), pero tiende a disminuir con respecto a la distancia radial. De esta manera, se recomienda trabajar con la correlación presentada por (Goldstein, Behbahani, & Heppelmann, 1986) para aplicaciones donde se use un $Z/D \geq 6$.

1.1.3 Características de la transferencia de calor por medio de modelos de turbulencia: Estudios numéricos.

La investigación numérica es dependiente de estudios experimentales, bajo la comparación de datos medidos empíricamente con simulaciones *CFD*, de esta manera, se orientan estudios en tener una validación de los resultados simulados, como también, en determinar qué modelo de turbulencia es el más adecuado y el error que se podría obtener de ellos. Para estos estudios en general, únicamente se comparan varios modelos de turbulencia, para lograr determinar qué tan aplicable

llega a ser cada uno dependiendo de la geometría estudiada y las características del flujo del fluido, para este estudio enfocado a la transferencia de calor por impacto.

La mayoría de los estudios buscan modificar algunos terminos de las ecuaciones, con el fin de visualizar el comportamiento de estos parámetros y su influencia en la predicción de la transferencia de calor. Por otra parte, algunos autores se dedican a comparar estas modificaciones con el proposito de llegar a saber cual tiene mejor exactitud.

Los estudios también son comprobados por medio de correcciones a las ecuaciones de los modelos más destacados, un caso de estos estudios es el llevado a cabo en 1993 por parte de (Craft, Graham, & Launder), titulado *"Impinging Jet Studies for Turbulence Model Assessment-II. An Examination of the Performance of Four Turbulence Models"*; en este trabajo se estudiaron cuatro diferentes modelos, los cuales, fueron comparados tomando como base el modelo $k - \varepsilon$. A este modelo, se le realizó una serie de modificaciones, aplicandolo a problemas de transferencia de calor por impacto; dentro de las ecuaciones de k y ε , introdujeron ecuaciones de conservación, efectos de los gradientes de temperatura y velocidad. Estos nuevos modelos incorporan tambien la corrección de Yap, la cual ajusta el modelo a una nueva tasa de disipación $\tilde{\varepsilon}$ en función de k , tambien, la distancia a la pared. Al introducir la viscosidad turbulenta usando ecuaciones de conservación, se logra una disminucion de las escalas de turbulencia, según lo expuesto. Por otra parte, el estudio logra establecer que para la predicción del N_u se puede tener un error igual o superior a cuarenta por ciento (40%).

Un estudio realizado en 1994 por parte de (Seyedein, Hasan, & Mujumdar), titulado *"Modelling of a Single Confined Turbulent Slot Jet Impingement Using Various $k-\varepsilon$ Turbulence Models"*, compara los campos de flujo para tres modelos de turbulencia basado en $k-\varepsilon$, de esta manera, fueron comparados bajo graficos vectorizados y de contorno, ademas de comparar bajo un estudio experimental los resultados obtenidos, sin embargo, se concluyó que en general el modelo $k - \varepsilon$, no es el mejor modelo para predecir el comportamiento de chorros de impacto, concluyendo que esto se debe a una alta dependencia de funciones de pared y que además este modelo en general sobre predice los valores del número de Nusselt.

Los modelos de turbulencia como ya se sabe poseen varias clases de ecuaciones, muchos autores relacionan la influencia que pueden tener estas correcciones, en la predicción de la transferencia de calor por medio de chorros de impacto. En un estudio realizado por (Hosseinalipour & Mujumdar) en el año 1995 titulado *"Comparative Evaluation of Different Turbulence Models for Confined Impinging and Opposing Jet Flows"*, se utilizarón seis modelos de turbulencia, con modificaciones basadas en la corrección de Yap (la corrección de Yap es una modificación a las ecuaciones del modelo de turbulencia, para simular la transicion de regimen turbulento a laminar sobre la placa de impacto) en el modelo $k - \varepsilon$ propuestos por diferentes autores, modelos de altos R_e y bajos R_e fueron considerados para aplicaciones de chorros de impacto confinados y chorros en direcciones opuestas. Sin embargo, los resultados muestran que en general al introducir la corrección en la ecuación no se encuentran efectos considerables en la zona de estancamiento para el chorro de impacto. Por otra parte, muestra que algunos modelos tienen problemas para la convergencia, tambien que algunos modelos son dependientes de la malla y la independencia la

misma, ya que en su gran mayoría los resultados muestran una sobre predicción del N_u en la zona de estancamiento.

Los estudios como ya se mencionó pueden ser comparados con experimentos hechos para el mismo caso o datos reportados en la literatura. En el estudio hecho en 1996 por (Ashforth-Frost & Jambunathan), titulado “*Numerical Prediction of Semi-Confined Jet Impingement and Comparison with Experimental Data*”, se utilizó como modelo $k - \varepsilon$ para llevar a cabo la comparación con los resultados experimentales, de tal forma que medieron velocidades, turbulencia y transferencia de calor, para ser comparados numéricamente en geometrías semi-confinadas. Sin embargo, los resultados para el punto de estancamiento tuvieron una tasa de error alta (300%) para N_u . Este resultado no se debe a que el modelo sea deficiente para aplicación, si no mas bien una mala asignación de la función de pared en la predicción de la energía cinética turbulenta. Por otra parte, los errores para N_u sobre la placa plana se mantienen cercanos a un (20%)

Los modelos de turbulencia son probados en diferentes condiciones, con el fin de verificar su rendimiento frente a diferentes situaciones; en el trabajo realizado en 1996, fue llevado a cabo por parte de (Heyerichs & Pollard, 1996) titulado “*Heat Transfer in Separated and Impinging Turbulent Flows*”; la comparación de estos modelos se basó en tres diferentes situaciones, entre ellas la de un chorro de impacto. Los modelos empleados fueron: $k - \varepsilon$ y $k - \omega$, aplicados tanto para bajos como para altos números de Reynolds. Estos modelos fueron comparados según modificaciones hechas por diferentes autores para funciones de pared. De esta manera, se obtuvo que para el modelo $k - \varepsilon$, el error en la predicción del N_u dentro del punto de estancamiento puede ser cercano a un veintiocho por ciento (28 %), también, para el segundo pico puede tener un error cercano al cuarenta por ciento (40 %), además de una alta dependencia del valor de y^+ . Por otro lado, para el modelo $k - \omega$, obtienen un error cercano al veinte por ciento (20 %), por lo que concluyen que para este modelo, las convergencias en los resultados son en veinticuatro por ciento (24 %) más rápidos con respecto a modelos de bajo número de Reynolds.

Otros modelos también estudiados, como el $v^2 - f$; el cual además se comparó y trabajó bajo diferentes situaciones con el modelo $k - \varepsilon$, estos estudios fueron realizados en 1998 por parte de (Behnia, Parneix, & Durbin) su trabajo titulado “*Prediction of Heat Transfer In a Axisymmetric Turbulent Jet Impinging on a Flat Plate*”; para $v^2 - f$ se modificó un coeficiente de una de sus ecuaciones (Constante Realizable) y el número de Prandtl (Pr), para estudiar su efecto en la predicción de N_u sobre la placa. Por otra parte, se compararon estos dos modelos en la predicción del N_u en el punto de estancamiento, siendo comparado con estudios experimentales. De esta forma, se muestra que $k - \varepsilon$ tiende a sobre predecir en gran magnitud el N_u en el punto de estancamiento, por el contrario el $v^2 - f$ tiene excelentes resultados.

Estos mismos autores realizaron un estudio de los mismos modelos en el año 1999, en el trabajo titulado “ ” (Behnia, Parneix, Shabany, & Dubin) pero esta vez experimentando con el efecto de chorros confinados y no confinados, además de estudiar las variaciones de flujo con Re y T_u como condiciones de frontera; sin embargo, obtienen las mismas conclusiones de su estudio pasado con respecto a la predicción del N_u en el punto de estancamiento.

Por otra parte, el estudio hecho en el 2001 para determinar la adaptabilidad que tiene el modelo $k - \varepsilon$, para altos Re , por parte de (Turgeon & Pelletier) titulado “*Verification*

and Validation of Adaptive Finite Element Method for Impingement Heat Transfer"; para este estudio generan una solución, la cual, depende de una malla fina, pero se demuestra que el modelo tiene una alta dependencia de una buena resolución de la malla, la cual debe ser fina.

Existen estudios que han usado una versión no-lineal de los modelos de dos ecuaciones realizables: $k - \varepsilon$ y $k - \omega$, enfocados al modelamiento de chorros de impacto en el año 2001, (Abdon & Sundén) en su trabajo titulado *"Numerical Investigation of Impingement Heat Transfer Using Linear and Nonlinear Two-Equation Turbulence Models"*, analizan que estos modelos pueden ser altamente aplicables para estas geometrías, que a su vez se puede obtener para $k - \varepsilon$ un error cercano al diez por ciento (10 %), y que también para $k - \omega$ el error puede estar alrededor del veinte por ciento (20 %).

De esta manera, una revisión llevada a cabo en el año 2005 por parte de (Zuckerman & Lior), titulada *"Impingement Heat Transfer: Correlations and Numerical Modeling"*, analizaron todos los estudios llevados a cabo para la aplicación de modelos de turbulencia en la transferencia de calor por impacto, describiendo trabajos de diferentes modelos: Algebraicos, lineales o no-lineales, modelos SST (Shear Stress Transport), DNS/LES, $k - \varepsilon$ y $k - \omega$. Como se aprecia en la Tabla 1., los modelos de dos ecuaciones tienen bajo costo computacional pero tienen altos errores en la predicción del N_u , para estos mismo modelos pero con algunas variaciones los errores tienden a disminuir en gran medida, aunque, sus costos computacionales también sean bajos. Los modelos más exactos en la predicción son DNS/LES, pero su costo computacional llega a ser demasiado alto para la aplicación.

Sin embargo (Wang & Mujumdar) al igual que otros estudios comparan varias correcciones a el modelo $k - \varepsilon$ para bajos números de Reynolds, en el 2005 en su estudio titulado *"A Comparative Study of Five Low Reynolds Number $k - \varepsilon$ Models for Impingement Heat Transfer"*, utilizaron cinco versiones de este modelo para comparar con experimentos reportados la transferencia de calor por impacto para boquillas ranuradas. Como resultado se denota que los modelos sobre estiman el valor del N_u , tanto en el punto de estancamiento, como aguas abajo. También, algunos no tienen buena predicción del segundo pico de transferencia, calculándolos de forma inapropiada. Por otra parte, estudian el efecto de la intensidad de turbulencia en la entrada de la condición de frontera, envaluando tres tipos de intensidad. De esta manera obtienen que el cambio en la transferencia de calor, es muy bajo con la variación de este factor. Lo cual resulta ser una mala predicción del modelo.

Existen trabajos que han comparado varios modelos de turbulencia para la refrigeración por impacto, básicamente para el estudio de diversos chorros aplicados al borde de ataque del álabe, este estudio fue llevado a cabo en el 2010, por parte de (Liu, Feng, & Song), titulado *"Numerical study of flow and heat transfer of impingement cooling on model of turbine blade leading edge"*, utilizando cuatro diferentes números de chorro: 7, 8, 11 y 14; compararon los resultados numéricos obtenidos bajo la simulación de tres modelos de turbulencia: $k - \omega$, RNG $k - \varepsilon$, SST $k - \omega$, teniendo como resultado que el modelo más efectivo para este tipo de geometrías es el SST $k - \omega$, el cual, tiene un error relativo del trece punto cincuenta y ocho por ciento (13.58 %), aunque, el modelo $k - \omega$ tiene un error del quince punto cuarenta y seis por ciento (15.46 %), este modelo según el estudio sigue teniendo un error aceptable para el uso en las simulaciones de este tipo de geometrías.

A diferencia de los estudios mencionados anteriormente, los cuales en su gran mayoría se hicieron en dos dimensiones, se encuentran estudios hechos en tres dimensiones para boquillas circulares. También otra diferencia entre los estudios anteriores es que por lo general dichos trabajos se realizaron por medio de soluciones numéricas, la gran mayoría discretizados por medio del método de volúmenes finitos; dichos solucionadores permiten tener mayor control de los modelos y sus ecuaciones. Sin embargo, el siguiente estudio realizado en el año 2012 por (Badra, Masri, & Behnia), fue realizado en el software comercial *FLUENT* y en tres dimensiones, bajo la comparación de seis modelos de turbulencia: Estandar $k - \varepsilon$, RNG $k - \varepsilon$, Realizable $k - \varepsilon$, Estandar $k - \omega$, SST $k - \omega$ y RSM. Sin embargo, se mencionó que en primera medida los modelos que mejor resultado tienen para el punto de estancamiento son SST $k - \omega$ y realizable $k - \varepsilon$, siendo el mejor de estos dos el SST, quien puede estar cercano a un 10 % de error. Por otra parte, este modelo es también el que presenta mejores resultados sobre la distancia radial a la boquilla, estando en un error cercano al 20 %. Cabe acotar que también se comparó bajo otras condiciones el SST y $v^2 - f$, obteniendo que el SST es mucho mejor que el $v^2 - f$, sin embargo se hace mención que para el nivel de exactitud del $v^2 - f$ y la capacidad computacional que exige este mismo, sería mucho mejor trabajar otro modelo como el SST.

Tabla 1 Comparación de modelos CFD comúnmente usados para problemas de Transferencia de Calor por Impacto (Zuckerman & Lior, May, 2005)

Modelo de Turbulencia	Costo Computacional	Predicción del Coeficiente de Transferencia de Calor	Habilidad para predecir el segundo pico de N_u
$k - \omega$	Bajo	Pobre: Error entre (15-60) %	Pobre
$k - \varepsilon$	Bajo-Moderado	Pobre-Moderada: Error entre (10-30) %	Moderada con incorrecta predicción de magnitud
Realizable			
$k - \varepsilon$ y otras modificaciones	Bajo	Pobre-Moderada: Error entre (15-30) %	Pobre-Moderada con incorrecta predicción de magnitud
Modelo Algebraico de Esfuerzos	Bajo	Pobre-Moderada: Error entre (10-30) %	Pobre
Modelo de Esfuerzos de Reynolds	Moderado-Alto	Pobre: Error entre (25-100) %	Moderada con incorrecta predicción de magnitud
SST	Bajo-Moderado	Buena: Error entre (20-40) %	Moderado
$v^2 - f$	Alto	Excelente: Error entre (2-30) %	Excelente
DNS/LES Modelos variables en el tiempo	Extremadamente Alto	Buena-Excelente	Buena-Excelente

Existen simulaciones numéricas, la cuales, han hecho comparaciones de diferentes modelos de turbulencia, utilizando una geometría específica de refrigeración, como es el caso del estudio realizado en el 2014 por parte de (Liu, Ye, Wang, & Feng), titulado “*Numerical Simulation on Impingement and Film Composite Cooling of Blade Leading Edge Model for Gas Turbine*”; para este estudio se analizaron cuatro tipos de modelos, entre los cuales: $k - \varepsilon$, $k - \omega$, RNG $k - \varepsilon$, SST $k - \omega$. Obteniendo que para esta geometría de refrigeración el modelo de turbulencia más adecuado fue SST $k - \omega$.

En el año 2015 se realizó un estudio comparativo de entre algunas modificaciones del modelo $k - \varepsilon$ y del $k - \omega$, este trabajo fue realizado por (Achari & Das) y se tituló “*Application of Various RANS Based Models Towards Predicting Slot Jet Impingement*”, en este trabajo se llevaron cabo varias comparaciones de líneas de flujo y contornos, además de perfiles de velocidades. Sin embargo, se hizo una comparación experimental de estos cuatro modelos, estándar $k - \varepsilon$, dos modelos $k - \varepsilon$ modificados por autores y $k - \omega$. Se obtuvo que $k - \varepsilon$ tiene buenos resultados, con excepción del punto de estancamiento; además de tener bajo costo computacional, los resultados pueden estar cerca a un veinte por ciento de error (20 %).

1.1.4 Estudios que Involucran Comparaciones de Modelos Numéricos en Transferencia de Calor por Impacto, por Medio de Múltiples Boquillas y de Otros Turbuladores.

Como se ha venido mencionando, actualmente la mayoría de estudios incluyen en los trabajos experimentalmente una validación bajo la comparación de los resultados de estos estudios con simulaciones numéricas, además, los trabajos que se han venido haciendo para determinar la aplicabilidad de los modelos de turbulencia a los diferentes casos de estudio, se hacen con el fin de poder brindar una ayuda a los investigadores de que modelo pueden utilizar para realizar sus estudios.

Un ejemplo de estos trabajos es el realizado en el 2012 por parte de (Spring, Xing, & Weigand), titulado “*An experimental and numerical study of heat transfer from arrays of impinging jets with surfaces ribs*”, en donde combinaron un estudio experimental con uno numérico para un arreglo de chorros de nueve por nueve (9x9) en la transferencia de calor con turbuladores de costilla en la superficie de los chorros, comparando los resultados obtenidos con el software ANSYS Inc, CFX, para el cual consideraron el modelo de turbulencia SST, además definen que el valor de y^+ debe ser menor de dos para las simulaciones. De esta manera, realizaron dos tipos de malla una fina y una gruesa, para lo cual los resultados del y^+ fueron 0.64 y 0.58 respectivamente.

También otro estudio que incluye la comparación experimental con estudios numéricos para canales de refrigeración por impacto fue llevado a cabo en el 2013 por (Fechter, y otros), titulado “*Experimental and numerical investigation of narrow impingement cooling channels*”, en el cual hicieron el estudio experimental basado en la técnica de líquidos cristalinos, para este estudio trabajaron con ANSYS Inc, CFX, utilizando el modelo de turbulencia SST para el cual los valores de y^+ estuvieron para una malla fina a una gruesa entre 1.53 y 0.86, siendo estos valores buenos para sus comparaciones.

Otro estudio realizado en el 2013 por parte de (Elebiary & Taslim), titulado *“Experimental/numerical crossover jet impingement in an airfoil leading-edge cooling channel”*, estudiaron geometrías de refrigeración por impacto aplicada a canales que se usan en el borde de ataque trabajando de nueve a cinco chorros, en este estudio utilizaron un modelo de turbulencia ($k - \varepsilon$), obteniendo los resultados con un y^+ menor a cinco.

Por otra parte el estudio llevado a cabo en el 2016 por parte de (Brakmann, Chen, Weigand, & Crawford), titulado *“Experimental and numerical heat transfer investigation of an impinging jet array on a target plate roughened by cubic micro pin fins”*, trabajando un modelo de turbulencia SST para un arreglo de 9x9, estudiando las pérdidas de presión, su malla fue obtenida de tre maneras desde una gruesa a una fina, obteniendo el valor del y^+ entre 0.73 y 0.47 respectivamente.

1.2 Planteamiento del Problema

En los sistemas de enfriamiento de las turbinas gas y sus componentes, es importante la predicción del coeficiente de transferencia de calor " h " como factor de diseño, teniendo en cuenta que la eficiencia del ciclo termodinámico (Ciclo Brayton) de las turbinas gas, es altamente dependiente al incremento de la temperatura de combustión. Debido a estos altos cambios de temperatura, los materiales de los álabes expuestos a estos escenarios en las turbinas gas modernas, son por lo general, llevados a condiciones extremas, en ocasiones superando los límites de temperatura del material (Ron S. Bunker, 2011). Por consiguiente, es necesario contar con un sistema de refrigeración altamente eficiente.

El sistema de refrigeración que actualmente se usa para el enfriamiento de los álabes, consiste en llevar aire a presión en el interior de cada uno, aumentando los niveles de turbulencia dentro de cada álabe; en la actualidad, las turbinas gas modernas toman en promedio entre un veinte por ciento (20 %) a un treinta por ciento (30 %) del aire axial que entra a la turbina para la refrigeración (Ron S. Bunker, 2011). Esto influye directamente en el consumo de combustible, puesto que la eficiencia del ciclo termodinámico se ve altamente afectada, debido a que la entrada de aire axial en la turbina disminuye. Dentro de las tecnologías utilizadas para hacer un mejor uso del aire, se encuentran varios tipos, entre ellos la refrigeración por impacto, IC por sus siglas en inglés (Impingement Cooling), con lo cual se intenta incrementar la transferencia de calor sobre la pared del borde principal del alabe, LE por sus siglas en inglés (Leading Edge), según (Je-Chin Han, Lesley M. Wright, 2006). Otra de las tecnologías empleadas para incrementar los niveles de turbulencia dentro de los álabes, es por medio de generadores de turbulencia. Sin embargo, estos métodos traen como consecuencia el incremento de pérdidas de presión en el aire que se lleva a su interior.

Los estudios experimentales, llevados a cabo sobre métodos para incrementar el coeficiente de transferencia de calor para cada geometría y condiciones de flujo, por lo general, tienden a ser trabajos que requieren de tiempos muy largos, lo que causa costos mayores para ser realizados. Estos dos factores, contribuyen a que los avances tecnológicos dedicados a los estudios de la refrigeración de los álabes necesiten periodos largos de estudio, adicionalmente, para lograr llevar a cabo estudios de este tipo en general, es necesario tener altos costos de financiamiento para desarrollar ese tipo de proyectos experimentales. Por esta razón, es importante la aplicación de otras metodologías, como lo es la dinámica computacional de fluidos, ampliamente conocida como *CFD*, por sus siglas en inglés (Computational Fluid Dynamics). En la actualidad, existen programas comerciales de *CFD* ampliamente validados, que pueden usarse para obtener resultados numéricos con gran precisión.

Con este proyecto se pretende evaluar la transferencia de calor por impacto de una placa plana isotérmica que es enfriada por medio de un chorro simple de boquilla ranurada, los resultados obtenidos deben ser comparados con datos reportados en la literatura para una posterior validación. Con este estudio se intenta obtener información importante en los parámetros que rigen la transferencia de calor; con especial atención en el Número de Nusselt en el Punto de Estancamiento.

1.3 Justificación

La transferencia de calor por impacto, IHT por sus siglas en inglés (Impingement Heat Transfer), es utilizada casi en un cien por ciento (100 %) en las cavidades de enfriamiento de la turbina gas, por lo general, están ubicadas en las primeras dos etapas de la turbina. Estos métodos de enfriamiento son comúnmente utilizados sobre el LE del álabe de la turbina debido a la alta transferencia de calor a la que se expone.

Por otro lado, la complejidad del mecanismo de IHT obliga el uso de correlaciones basadas en experimentos diseñados para geometrías específicas y bajo condiciones de flujo determinadas. De esta manera, el avance en los diseños de álabes ha venido mejorando gradualmente y se ha logrado elevar las temperaturas de combustión, ayudando a disminuir el consumo de combustible en las turbinas; aunque esto conlleve en muchas ocasiones, a la violación de parámetros geométricos y condiciones de flujo de los fluidos en los que dichas correlaciones están basadas. Además, debido a que es un fenómeno muy complejo aún queda mucho trabajo por realizar en esta área, para poder tener un conocimiento más claro sobre el fenómeno. Una solución sería el continuo desarrollo de más experimentos que cubran los nuevos campos de diseño, sin embargo, esto conlleva a altos costos para el desarrollo de estos estudios, como se mencionó anteriormente. Otra solución, sería el uso de las herramientas *CFD*, que es la que se pretende usar en este trabajo.

Los modelos de turbulencia disponibles en *CFD* son muy variados, por ejemplo, *ANSYS-FLUENT* cuenta con alrededor de 10 modelos de turbulencia, sin embargo, los modelos *LES* y *DNS* requieren de una capacidad computacional extremadamente alta; por lo cual no son una opción en este trabajo.

Cualquiera que sea el modelo de turbulencia elegido, la malla numérica tendrá que ser lo suficientemente fina para garantizar que el valor de y^+ cerca de las paredes solidas sea $y^+ \approx 1$.

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo General

Analizar la transferencia de calor por impacto a través del número de Nusselt en el Punto de Estancamiento sobre una placa plana, con la finalidad, de encontrar el modelo de turbulencia más adecuado para la refrigeración por impacto, brindado así, un apoyo a los diseñadores de alabes.

1.4.2 Objetivos Específicos

- 1) Evaluar los campos de flujo de velocidad de la refrigeración por impacto.
- 2) Analizar los efectos del ancho del orificio de entrada del chorro, el *Número de Reynolds*, la *Intensidad de Turbulencia* y la distancia de la entrada hasta la superficie de impacto (Z/B) sobre el *Número de Nusselt* en el *Punto de Estancamiento*.
- 3) Escribir un artículo publicable para una revista indexada por *Colciencias*.

1.5 Marco Conceptual

La dinámica de fluidos y la transferencia de calor poseen varios conceptos básicos que forman parte de sus diferentes teorías, ya que para cada una existen diferentes vocabularios; de esta manera, los conceptos básicos son una parte importante dentro de cada ciencia, sirven para delimitar y evitar generar malas interpretaciones de los términos.

Fluidos. Según conceptos físicos, los estados de la materia se dividen en tres diferentes tipos: sólido, líquido y gas; en el caso de los fluidos, estos pueden estar presentes en dos estados, líquidos o gaseosos. Los fluidos se caracterizan, por ser capaces de tener una deformación permanente a la hora de ser expuestos a un esfuerzo cortante, manteniendo invariable el movimiento de sus moléculas.

Flujos. Los flujos son considerados como el movimiento de un fluido, en donde la circulación del fluido no produce ningún cambio de las propiedades físicas ni químicas del fluido. Los flujos en general son divididos en una gran variedad de ellos tales como internos y externos, regiones viscosas de flujo o no-viscosas, flujos compresibles e incompresible y por último laminar y turbulento.

Vórticidad. En general la mayoría de los fluidos que se desplazan de un punto a otro, se genera un fenómeno que habitualmente se conoce como rotación del flujo, de esta manera, la vórticidad llega a ser la cuantificación matemática, de la rotación del flujo; que existe dentro de cualquier fluido que se encuentre en movimiento; esta expresión por lo general es expresada vectorialmente.

Flujos Rotacionales o Irrotacionales. Los flujos rotacionales se presentan cuando en las partículas de un fluido existe una rotación sobre su propio eje, es decir, el valor del vector de Rotacionalidad es diferente de cero, contrario a esto, si la rotación es igual a cero, el fluido es considerado irrotacional.

Flujos Compresibles o Incompresibles. Un caso de flujos compresibles se encuentra cuando se transporta un gas, debido a que su densidad no es constante; cuando el número de Mach es mayor a 0.3, donde el número de Mach se define como la relación entre velocidad del fluido entre la del sonido, es por esto, que para un caso contrario donde el valor del número de Mach es menor a 0.3 se considera un flujo incompresible ya que la densidad no varía.

Flujo Laminar. El flujo laminar es caracterizado por que sus líneas de corriente son suaves y ordenadas, es decir, las partículas del fluido se movilizan de manera paralela. Por lo general, para que se pueda apreciar el flujo laminar es necesario que el fluido viaje a velocidades bajas, debido a que a altas velocidades las líneas de flujo ya empiezan a tener cambios considerables.

Flujo Turbulento. El flujo turbulento se caracteriza por que sus líneas de corriente tienden a ser mucho más desordenadas, es decir, las partículas del fluido tienden a moverse en diferentes direcciones y entremezclándose entre sí. En la gran mayoría de casos para que se presente estos tipos de flujo el fluido viaja a altas velocidades permitiendo de esta manera el desorden de dichas partículas del fluido.

Número de Reynolds (Re). Los flujos turbulentos y laminares dependen de diferentes factores, principalmente la geometría por donde viaja el fluido o superficie también depende de la rugosidad de la misma superficie por donde viaja. Como se mencionaba, la velocidad es un factor que determina el tipo de flujo, también entre

otros factores, se encuentra la temperatura de la superficie y el tipo de fluido. El número de Reynolds es planteado como un número adimensional que describe el régimen de flujo al que está expuesto el fluido que viaja a diferentes factores ya mencionados; además, muestra una relación de fuerzas inerciales y viscosas a la que se expone el fluido.

Campos de Flujo. Los campos de flujo son aquellos que describen la región espacial por la cual se está transportando un fluido; dentro de estos, es posible medir diferentes parámetros físicos tales como: la velocidad y la aceleración.

Punto de Estancamiento. El punto de estancamiento se define como lugar en donde la velocidad dentro de un campo de flujo es igual a cero, esto debido al impacto del fluido con una superficie o en donde el fluido reposará, de esta manera se puede concluir que también es el lugar en donde existe la mayor presión.

Condiciones de Flujo. Como su nombre lo indica, es una condición a la que va a estar expuesta el fluido, en donde, se relaciona con parámetros del flujo que son conocidos para el cálculo de los diferentes flujos, de esta manera, también se puede denominar condiciones de frontera, que para este estudio está definida por el número de Reynolds y la intensidad de turbulencia.

Volumen de Control. Se define como una región espacial cerrada, la cual, tiene la capacidad de permitir la transferencia de masa y energía; por lo general, es seleccionada para el análisis del comportamiento de un flujo, también, es escogida aleatoriamente según el objeto de estudio.

Intensidad de Turbulencia. Es también definido como los niveles de turbulencia, los cuales, se nombran según su valor de un alto a un bajo nivel; es determinado como relación entre el promedio de velocidades de fluctuación y la velocidad característica del flujo, puede estar representado escalar o vectorialmente. Por lo general son valores en un rango de un por ciento (1%) a un diez por ciento (10%), y se utilizan para definir las condiciones de flujo.

Capa Limite. Puede definirse como una región de flujo que viaja sobre una superficie, la cual, relaciona un gradiente de velocidades que varía desde cero hasta un valor máximo; de esta manera, también puede existir dentro ella flujos turbulentos y laminares o una transición de estos dos.

Número de Prandtl (Pr). El número de Prandtl, es un valor adimensional que relaciona la viscosidad cinemática y la difusividad térmica; de esta manera, se puede ver o relacionar con el crecimiento de la capa limite hidrodinámica o como la capa limite térmica. Se considera también como una propiedad del fluido, mas no del flujo.

Número de Nusselt (Nu). El número de Nusselt, al igual que el número de Reynolds es una relación adimensional, la cual, muestra la transmisión de calor con respecto a una superficie, según el flujo de un fluido que viaja sobre esta; es decir, compara la transferencia de calor por convección con el calor transferido por convección.

Distancia a la pared adimensional y^+ . Es una medida adimensional que relaciona que tan fina o gruesa es la malla con la que se piensa trabajar un caso particular; por lo general para estudios investigativos, los valores de esta distancia deben ser menores a la unidad, aunque, para otros estudios este valor pueda estar cercano a cinco.

1.6 Marco Teórico

El estudio de los modelos de turbulencia comprende diferentes temas conceptuales sobre la Dinámica de Fluidos; dentro de estos tópicos, existen ecuaciones que rigen el movimiento, principios fundamentales que llegan ser conceptos físicos importantes, como son:

1. *Conservación de Energía*
2. *Conservación de Momento*
3. *Conservación de Masa.*

Los principios de conservación han permitido un desarrollo de la dinámica de fluidos computacional (CFD), así mismo, han permitido describir el movimiento por medio de diferentes ecuaciones.

1.6.1 Principios de conservación.

Existen principios basados en las diferentes leyes de la mecánica y la termodinámica, las cuales, debido a un desarrollo matemático, logran en cierta medida describir el movimiento de los fluidos, por medio del desarrollo de una variedad de ecuaciones. De esta manera, los métodos de resolución de estas ecuaciones permiten la descripción de los diferentes modelos de turbulencia, quienes hoy en día, quienes ayudan a la simulación de las condiciones de flujo de los fluidos, gracias a las teorías de conservación. A continuación, se nombran dichos principios:

Principio de conservación de energía.

La ecuación de energía es una ecuación fundamental de la física, está escrita por medio de la primera ley de la termodinámica. Una de sus principales características, es que está relacionada con las otras ecuaciones de conservación. La ecuación describe: la cantidad de energía que entra a un sistema debe mantenerse constante; ya que la energía no se crea ni se destruye, solo puede ser convertida en otros tipos de energía, pero la energía total debe ser siempre la misma.

Debido al concepto de la primera ley, se han desarrollado diferentes ecuaciones basadas en el principio de conservación de energía. Por ejemplo, la Ecuación de Bernoulli, describe que la energía total de un fluido que permanece en movimiento es igual a la suma de todas sus energías, tomadas desde un punto o posición con respecto a un nivel de referencia. Es decir, la suma de las energías: potencial, estática y cinética. De esta manera, la ecuación general de conservación de energía, para una cantidad de masa en un volumen de control, se expresa de la siguiente manera:

donde,

- \dot{Q}_{in} = Caudal de entrada
- \dot{W}_{in} = Trabajo de entrada
- ρ = Densidad del fluido
- V = Volumen
- e = Energía total por unidad de masa

$$\dot{Q}_{in} + \dot{W}_{in} = \frac{d}{dt} \int e \rho dV \quad (1)$$

Principio de conservación de momento.

Otra de las ecuaciones fundamentales, es la ecuación de conservación de momento, la cual, es derivada de la segunda Ley de Newton; define el momento, como el producto de la masa por la aceleración de un cuerpo, que para este caso es un fluido. El principio de conservación de momento cumple la misma regla que la primera ley de la termodinámica, debido a que la cantidad de impulso durante el movimiento debe mantenerse constante, ya que el impulso no se crea ni se destruye, solamente puede cambiar a través de una acción de fuerzas. El momento debe conservarse alrededor de sus tres dimensiones y direcciones físicas. De esta manera, la ecuación depende de la velocidad y densidad por la que el fluido se transporta:

donde:

$$\Sigma \vec{F} = \frac{d}{dt} \int \rho \vec{V} dv + \int \rho \vec{V} (\vec{V}_r * n) dA \quad (2)$$

- $\Sigma \vec{F}$ = Sumatoria de fuerzas
- \vec{V} = Velocidad del fluido
- \vec{V}_r = Velocidad con respecto a la superficie
- v = Volumen
- A = Area por donde pasa el fluido

Principio de conservación de masa.

Al igual que las anteriores ecuaciones, esta ley de conservación establece que la masa no se crea ni se destruye; se representa como el producto del volumen y la densidad de un objeto, que para este caso es del fluido. La conservación de masa es un punto de apoyo para poder determinar la velocidad de un fluido que viaja de un punto a otro, considerando que su densidad es constante y dependiendo del área por la que viaja. Si se tuviese un volumen de control, el principio de conservación se expresaría como el transporte de masa hacia dentro o hacia fuera de este, en un tiempo determinado. Todo esto, es igual al cambio de masa total que está dentro de un volumen durante un tiempo transcurrido. Esta definición, permite llegar a un balance de masa, el cual expresa la ecuación de conservación para un volumen de control en un fluido:

donde,

$$\frac{dm}{dt} = \frac{d}{dt} \int \rho dv \quad (3)$$

- $\frac{dm}{dt}$ = Cambio de masa en el tiempo
- ρ = Densidad
- dv = Diferencial de volúmen

1.6.2 Ecuaciones de Navier-Stokes.

Dentro de las ecuaciones de la Dinámica de fluidos, entre las más importantes y representativas, se encuentran las ecuaciones de Navier-Stokes (N-S), las cuales, el movimiento de los fluidos. Navier-Stokes, propusieron varias ecuaciones basadas en describir la relación que existe entre los parámetros del fluido, como son: velocidad, presión y densidad. Dichos parámetros, influyen en el movimiento del fluido, por medio

de una extensión de la ecuación de Euler y de las ecuaciones de Cauchy, las cuales se diferencian de las ecuaciones de Navier-Stokes debido a que su aplicación está dada para flujos incompresibles e irrotacionales, en donde, no se incluyen los efectos de la viscosidad en el flujo de un fluido.

Las ecuaciones de N-S dependen directamente del tiempo, ya que poseen diferentes relaciones, como una dependencia de la ecuación de continuidad para la conservación de masa, leyes de enfriamiento de Newton y principios termodinámicos a un volumen de control en un fluido a través de una superficie; además, formulando el equilibrio dinámico de un fluido newtoniano viscoso, en donde se relacionan fuerzas ejercidas en el fluido.

Las ecuaciones N-S, como se ha mencionado, son una extensión de las ecuaciones de Cauchy, las cuales se diferencian únicamente en el término $S_{M(x,y,z)}$, el cual involucra dentro de sí, todas las fuerzas que se ejercen en el fluido.

donde,

$$\rho \frac{D\vec{U}}{Dt} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{U} + S_M \quad (4)$$

- $\frac{D\vec{U}}{Dt}$ = Derivada material.
- ∇ = Operador Nabla.
- p = Presiones.
- \vec{U} = Velocidad vectorial.
- S_M = Término que involucra las fuerzas ejercidas en el fluido.

Las ecuaciones de N-S, permiten de una manera más directa el modelamiento del flujo de fluidos, de esta manera, se han propuesto diferentes ecuaciones derivadas de N-S, que han permitido modelar la turbulencia del mismo. Es así, como se proponen los diferentes métodos de cálculo de flujos turbulentos, debido a que las ecuaciones para modelar la turbulencia son modificadas por un pequeño factor que involucra los esfuerzos producidos por las fuerzas viscosas.

1.6.3 Flujos Turbulentos.

La turbulencia aparece cuando las fuerzas de inercia de un determinado fluido son mucho más fuertes que las fuerzas viscosas; es así, que el Número de Reynolds llega a ser mucho más elevado, además, en la turbulencia se afectan factores del fluido como: velocidad, presión y temperatura. La turbulencia, permite que el flujo pueda aumentar el transporte de masa y cantidad de movimiento. Kolmogorov, quien fue el promotor de las teorías de la turbulencia, indica que la turbulencia se manifiesta por medio de la generación de vórtices, los cuales extraen la energía del fluido, transformándola en energía interna, formando así diferentes vórtices clasificados por escalas, entre estas se encuentran: macro-escala, meso-escalas y micro-escalas. Esta teoría está basada en la simetría de las ecuaciones de N-S (Lopez Gomez, 2010).

1.6.4 Cálculo de Flujos Turbulentos.

Existen diferentes métodos para determinar y calcular los flujos turbulentos, ya que de estos dependen las ecuaciones de N-S; como se indicó anteriormente, son ecuaciones diferenciales de alto orden, las cuales, para su solución, es necesario aplicar métodos numéricos. De esta manera, es posible calcular las diferentes magnitudes que poseen los vórtices. Este método, es denominado *DNS (Direct Numerical Simulation)*; utiliza micro-escalas de magnitud para la solución de las ecuaciones, calculando de esta forma las diferentes vorticidades, la capacidad computacional para su solución debe ser considerable, es por esto, que este método es aplicado a geometrías y condiciones de flujo sencillas y simples; únicamente se usa para temas investigativos. Una de sus ventajas, es que sus resultados son de bajos errores numéricos.

Además, existe otro método de solución llamado *LES (Large Eddy Simulation)*, el cual soluciona directamente las ecuaciones para vórtices de macro-escala, y emplea un modelo numérico para la solución de vórtices de meso-escala y micro-escala; asimismo, este método también requiere de una alta capacidad computacional.

Otros métodos de solución proponen un promedio de la magnitud de los parámetros del flujo en los vórtices para sus diferentes escalas, reduciendo así la capacidad computacional, de esta manera, se pueden estudiar geometrías más complejas; como lo son las ecuaciones *RANS (Reynolds - Averaged-Navier-Stokes)*.

1.6.5 Ecuaciones RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes).

Este método fue propuesto por Reynolds en 1895, como su nombre lo indica, estas ecuaciones se basan directamente en una aproximación, que permite solucionar las ecuaciones de N-S, basados, en la descomposición promedio y en una parte fluctuante de los parámetros de las ecuaciones (Villamizar H., 2014). El promedio, puede darse por medio de flujos equivalentes o dentro de un tiempo. Estas ecuaciones *RANS*, se introducen de la descomposición de variables de flujo en las ecuaciones de N-S, para después, premeditarlas según las propiedades del fluido.

De esta manera, según un procedimiento más detallado se llegan a las siguientes ecuaciones:

$$\rho \frac{D\vec{u}}{Dt} = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \frac{\mu}{\rho} \nabla^2 \vec{u} + \frac{1}{\rho} \nabla(u''_{ijk}) \quad (5)$$

Como se indicó anteriormente, en estas ecuaciones aparecen tres términos al final dentro de las ecuaciones de N-S, los cuales, están relacionados con la relación de fuerzas viscosas, en analogía a un tensor de esfuerzos de Reynolds. Debido a que aparecen esos términos, es necesario llevar acabo ecuaciones que modelen la turbulencia, para que así se pueda cerrar el sistema de ecuaciones.

1.6.6 Modelos de turbulencia.

Como su nombre lo indica, los modelos de turbulencia intentan aproximarse a la turbulencia natural, al tratar de calcular la viscosidad turbulenta que se ejerce en el fluido; de esta manera, en la actualidad se proponen diferentes modelos. Por otra parte, los modelos propuestos, se diferencian en el número de ecuaciones, las cuales sirven para cerrar el sistema, dentro de los cuales existen modelos de: cero ecuaciones (Modelos Algebraicos, que no aplican para ANSYS, Inc.), una ecuación, dos ecuaciones hasta siete ecuaciones.

Los modelos más eficaces y utilizados en ingeniería son aquellos que se encuentran codificados en software comerciales como *ANSYS FLUENT*.

Spalart-Allmaras (S-A).

Es un modelo de turbulencia de una ecuación, ha sido probado en diferentes geometrías y condiciones flujo aerodinámicos, en situaciones las cuales existen gradientes de presión adversa. Este modelo solamente tiene en cuenta la viscosidad turbulenta, sin tener en cuenta los efectos de la energía cinética, esto con el fin de cerrar el sistema de ecuaciones, de esta manera, determinar la distribución de los tensores de Reynolds. *Spalart-Allmaras* hacen una relación entre los términos difusión, producción y destrucción del flujo turbulento y como se mencionó antes, la variable dependiente es la viscosidad de los vórtices (Javaherchi, 2010). La ecuación de este modelo se define por la sumatoria de tres ecuaciones mencionadas anteriormente: difusión, producción y destrucción y no tiene en cuenta la energía cinética, además (*ANSYS FLUENT*), trabaja bajo la modificación de esta ecuación para casos de transferencia de calor y masa por convección; la ecuación de S-A se muestra continuación (Ansys Inc., 2011).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \tilde{\nu}) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \tilde{\nu} u_i) = G_v + \frac{1}{\sigma_{\tilde{\nu}}} \left[\frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ (\mu + \rho \tilde{\nu}) \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_j} \right\} + C_{b2} \rho \left(\frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_j} \right)^2 \right] - Y_v + S_{\tilde{\nu}} \quad (6)$$

donde,

- G_v = La producción de viscosidad turbulenta.
- Y_v = La destrucción de viscosidad turbulenta.
- $S_{\tilde{\nu}}$ = Termino de fuente definido por el usuario.
- $\sigma_{\tilde{\nu}}$ y C_{b2} = valores constantes.
- ν = Viscosidad Cinematica.

Modelo $k - \varepsilon$ estándar.

Este es un modelo de dos ecuaciones, el cual se centra la relación de esfuerzos viscosos y de las tensiones de Reynolds en el flujo, (Villamizar H., 2014). El modelo trabaja con dos ecuaciones de transporte para representar las propiedades del flujo turbulento. La ecuación k relaciona la energía cinética por unidad de masa que posee el flujo y es calculado por medio de una ecuación exacta, la otra ecuación ε relaciona la tasa de disipación de la energía turbulenta y es obtenida usando razonamientos físicos, según (Ansys Inc., 2011)

Este modelo se caracteriza por converger rápidamente con resultados coherentes y con baja capacidad computacional. Las dos ecuaciones k y ε se muestran enseguida.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (7)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (8)$$

donde,

- G_k = Generación de energía cinética turbulenta debido a gradientes de velocidad.
- G_b = Generación de energía cinética turbulenta debido a la flotabilidad.
- Y_M = Dilatación fluctuante de la turbulencia compresible.
-
- $C_{1\varepsilon}, C_{1\varepsilon}$ y $C_{3\varepsilon}$ = Constantes.
- σ_k y σ_ε = Número de Prandtl turbulento.
- S_k y S_ε = Términos definidos por el usuario

Modelo RNG $k - \varepsilon$ (Renormalization Group).

Este modelo está basado en el modelo estándar, al cual, se modifica por medio de la utilización de una teoría estadística llamada “Grupo de re-normalización”, su gran diferencia consiste en que nacen nuevos términos debido a la solución analítica de las ecuaciones de transporte; los términos adicionales permiten un mejor rendimiento del modelo y es por esto que el modelo presenta mejores comportamientos en las aplicaciones.

$$\bullet \quad \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (9)$$

$$\bullet \quad \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon + S_\varepsilon \quad (10)$$

donde,

- α_k y α_ε = Inversa efectiva del número de Prandtl.

Modelo Realizable $k - \varepsilon$.

Para este modelo, resulta una ecuación muy diferente para relacionar la viscosidad turbulenta, en donde se le efectúa una alteración de la ecuación de transporte para la rata de disipación ε , por medio de la fluctuación de la Vorticidad. Esta modificación se hace por medio de unas restricciones matemáticas a la ecuación, la única ecuación que

permanece constante es la de la energía cinética k ; al igual que Spalart- Allmaras, (Ansys Inc., 2011) hace una modificación para la transferencia de calor por convección.

$$\bullet \quad \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (11)$$

$$\bullet \quad \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{K + \sqrt{\nu \varepsilon}} C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \quad (12)$$

donde,

- C_1, C_2 y $C_{1\varepsilon} = \text{Contantes.}$

Modelo $k - \omega$ estándar.

Es un modelo de dos ecuaciones, mucho más simple que el $k - \varepsilon$, es el contraste del anterior, ya que toma la disipación de la turbulencia, es decir, el modelo resuelve únicamente la velocidad con la que se produce dicha disipación. Otra diferencia, es la escala de tiempo que utiliza para calcular la disipación. Estas ecuaciones, también vienen propuestas de difusión, producción y destrucción o disipación. La ecuación de transporte para ω es modificada y analizada para *Números de Reynolds* bajos y efectos de compresibilidad, modelando la tasa de disipación turbulenta, sus aplicaciones se extienden a la del modelo anterior (Ansys Inc., 2011). Las ecuaciones para k y ω describen a continuación:

$$\bullet \quad \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - Y_k + S_k \quad (13)$$

$$\bullet \quad \frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + G_\omega + Y_\omega + S_\omega \quad (14)$$

Donde,

- $G_k = \text{Generación de energía cinética turbulenta debido a gradientes de velocidad.}$
- $G_\omega = \text{Generación de } \omega.$
- Γ_k y $\Gamma_\omega = \text{Efecto de la difusividad de } k \text{ y } \omega.$
- Y_k y $Y_\omega = \text{Disipación debida a la turbulencia de } k \text{ y } \omega.$
- S_k y $S_\omega = \text{Variables definidas por el usuario.}$

Modelo SST $k - \omega$ (Shear- Stress Transport).

El modelo estándar provee a este modelo de sus principales características, aunque, para este modelo se expresa de una mejor manera la región cercana a la pared para un flujo libre, ya que no genera dependencia dentro de las dos ecuaciones, lo cual, lo hace menos robusto que el anterior. Además, en la ecuación de ω se modifica la definición de la viscosidad turbulenta bajo los esfuerzos cortantes producidos, es por esta razón que recibe este nombre, adicionalmente, sus constantes cambian con respecto al modelo estándar, manteniendo contantes la ecuación de k (Ansys Inc., 2011) .

$$\bullet \quad \frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (15)$$

donde,

- D_ω = Representa la difusividad trasversal.

Modelo de transición $k - k_l - \omega$.

Como su nombre lo indica, es un modelo que fue diseñado para calcular la transición cuando la capa límite pasa de régimen laminar a turbulento, además, el modelo posee dentro de sí tres ecuaciones para sus correspondientes cálculos, las cuales, relacionan para k la energía cinética turbulenta, k_l la energía cinética laminar y ω la escala de tiempo inverso de la turbulencia (Ansys Inc., 2011).

$$\bullet \quad \frac{Dk_t}{Dt} = P_{k_t} + R + R_{NAT} - \omega k_t - D_T + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(v + \frac{\alpha_T}{\alpha_k} \right) \frac{\partial k_t}{\partial x_j} \right] \quad (16)$$

$$\bullet \quad \frac{Dk_l}{Dt} = P_{k_l} - R - R_{NAT} - D_L + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[v \frac{\partial k_l}{\partial x_j} \right] \quad (17)$$

$$\bullet \quad \frac{D\omega}{Dt} = C_{\omega 1} \frac{\omega}{k_T} P_{k_T} + \left(\frac{C_{\omega R}}{f_W} - 1 \right) \frac{\omega}{k_T} (R + R_{NAT}) - C_{\omega 2} \omega^2 + C_{\omega 3} f_\omega \alpha_T f_W^2 \frac{\sqrt{k_T}}{d^3} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(v + \frac{\alpha_T}{\alpha_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \quad (18)$$

Modelo de transición SST.

Es un modelo de una ecuación, el cual, es basado en unión de las dos ecuaciones del modelo SST $k - \omega$ con otras dos ecuaciones de transporte; su criterio principal es la transición de momento para el número de Reynolds, adicional a una transición de derivación estándar, también incluye dentro de sus correlaciones para el flujo de corriente libre (Ansys Inc., 2011).

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \gamma) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \gamma U_j) = P_{\gamma 1} - E_{\gamma 1} + P_{\gamma 2} - E_{\gamma 2} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\gamma} \right) \frac{\partial \gamma}{\partial x_j} \right] \quad (19)$$

donde,

- $P_{\gamma 1}$ y $E_{\gamma 1}$ = Fuentes de transición.
- $P_{\gamma 2}$ y $E_{\gamma 2}$ = Fuentes de destrucción y re-laminarización

Modelo SAS (Scale-Adaptive Simulation).

Su principal característica es que está basado en la solución de las escalas según el espectro de turbulencia, es por esto, que recibe su nombre el cual adapta las escalas de turbulencia para su solución; este método es utilizado para condiciones de flujo inestables, es también una extensión de las ecuaciones k y ω , de esta manera, solamente maneja dos ecuaciones para el cierre del sistema de ecuaciones (Ansys Inc., 2011).

$$\bullet \quad \frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = G_k - \rho c_\mu k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (20)$$

$$\bullet \quad \frac{\partial}{\partial t} (\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \omega u_i) = \alpha \frac{\omega}{k} G_k - \rho \beta \omega^2 + Q_{SAS} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + (1 - F_1) \frac{2\rho}{\sigma_{\omega,2}} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (21)$$

donde,

- σ_ω y $\sigma_{\omega,2}$ = Régimen del modelo SST
- Q_{SAS} = Termino fuente propuesto.

Modelo DES (Datached Eddy Simulation).

La aplicación de este modelo fue formulada basado en modelos RANS inestables, empleando la capa limite. Para este modelo se presentan tres tipos, los cuales, son derivados de los modelos: realizable $k - \varepsilon$, SST $k - \omega$ y Spalart-Allmaras; es así que se ofrecen tres casos para la simulación. Este modelo principalmente fue basado en el modelo Spalart-Allmaras, aunque, posteriormente fue aplicado a otros modelos. Su característica principal, es que este modelo es capaz de calcular de la misma manera que lo hace el modelo LES, ya que modifica la malla, cerca de las regiones sólidas, haciendo que la escala turbulenta sea mucho más fina, permitiendo resolver por método LES (Ansys Inc., 2011). Debido a esto, los costos computacionales se han logrado disminuir considerablemente, aunque, un poco más costoso que los modelos RANS normales, ya que es considera un modelo híbrido entre LES/RANS y sus aplicaciones se extienden para altos números de Reynolds en general problemas aerodinámicos:

- **Spalart-Allmaras basado en DES.** Su modificación está dada por una longitud de escala llamada d , la cual determinar de una mejor manera la producción y destrucción de la viscosidad turbulenta.

$$\tilde{d} = \min(d, C_{des}\Delta_{max}) \quad (22)$$

Donde el espacimientto de la maya es Δ_{max} y C_{des} es una constante empírica.

- **Realizable $k - \varepsilon$ basado en DES.** Su modificación se encuentra en la ecuación de la energía cinética, la cual, cambia directamente en el término de la disipación.

$$Y_k = \frac{\rho k^{\frac{3}{2}}}{l_{des}}; l_{des} = \min(l_{rke}, l_{les}); l_{les} = C_{des}\Delta_{max} \quad (23)$$

- **SST $k - \omega$ basado en DES.** Al igual que el anterior su modificación se encuentra en la ecuación de la energía cinética.

$$Y_k = \rho\beta^*k\omega F_{DES}; F_{DES} = \max(\frac{L_t}{C_{des}\Delta_{max}}, 1) \quad (24)$$

Donde el parámetro de longitud de escala está definido por el modelo RANS, en el termino L_t .

1.6.7 Transferencia de Calor y Mecanismos de Transferencia.

La transferencia de calor se puede comprender como un complemento de la termodinámica, la cual, se encarga de trabajar con sistemas que se encuentran en equilibrio, bajo las diferentes leyes, como los principios de conservación, de los cuales se deriva la primera ley de la termodinámica, bajo la cual está basada las teorías básicas de la transferencia de calor. Adicionalmente, se encarga de estudiar la rapidez con la cual se transfiere la energía térmica, permitiendo que el objeto que está transfiriendo su energía logre alcanzar un equilibrio térmico. Asimismo, existen diferentes mecanismos de transferencia de calor, entendiendo que el calor es transferido cuando existe una diferencia de temperaturas, lo cual hace que la dirección del calor este definida del cuerpo de mayor temperatura al de menor, es por lo que se definen los siguientes mecanismos de transferencia: Conducción, Convección y Radiación; los cuales se conocen como las tres grandes ramas de la transferencia.

Para el caso de la conducción se puede definir como la energía transferida entre las partículas de un cuerpo, que por lo general puede darse dentro de los estados de la materia.

Por otro lado, la Radiación sucede por medio de la energía transmitida por medio de ondas electromagnéticas y está muy ligada a la teoría fotoeléctrica, su gran diferencia con los otros dos mecanismos de transferencia es que esta no necesita de la interacción con un medio para producir la transferencia.

Convección

La transferencia de calor por Convección se presenta cuando un cuerpo sólido y un fluido a diferentes temperaturas, transfieren calor encontrando cada uno su equilibrio térmico; la convección depende del movimiento relativo que posee cada elemento a transferir calor.

Ley de enfriamiento de newton

El enfriamiento de Newton es una relación determinada experimentalmente por Isaac Newton, muestra que la temperatura de un cuerpo que posee una temperatura más elevada a la de su ambiente es proporcional a la diferencia que existe entre la temperatura a la que se encuentra el cuerpo (T_s) y la temperatura a la que se encuentra el ambiente (T_∞). Dicha relación está dada por la siguiente ecuación:

$$\frac{dq}{dt} = h A (T_s - T_\infty) \quad (25)$$

donde:

- q = Calor transferido.
- h = Coeficiente de transferencia de calor.
- A = Área de transferencia de calor.
- T_∞ = Temperatura del Ambiente.
- T_s = Temperatura de la superficie del Sólido.

Transferencia de calor por convección forzada

Este tipo de convección sucede cuando el fluido es obligado por medio de cualquier mecanismo a fluir sobre la superficie, uno de estos mecanismos puede ser el viento o simplemente un ventilador. Además, se encarga de determinar el coeficiente de transferencia de calor h , el cual, permite calcular el calor transferido por el cuerpo a analizar. La forma de poder determinar el coeficiente es por medio de correlaciones que conllevan al cálculo de este; debido a trabajos experimentales que logran determinar una relación de los parámetros que intervienen en la transferencia, el número de Nusselt es aquel que permite determinar este coeficiente. para esto existen algunas correlaciones experimentales que se pueden expresar de diferentes maneras y como se mencionó anteriormente dependen de las condiciones de flujo y la geometría.

La transferencia de calor por impacto, se encuentra dentro de la convección forzada ya que se hace por medio de un fluido que golpea una superficie, la cual, se encuentra a una temperatura diferente a la de este; en general las correlaciones determinadas experimentalmente se obtienen bajo la forma de una correlación básica propuesta por *Dittus-Boelter*, por lo general posee constantes típicas que se determinan bajo la característica del flujo y geometría del sistema de transferencia, es por esto que los valores son dependientes de las relaciones geométricas, además, de los valores de turbulencia que posee el fluido.

$$\frac{h D}{k} = N_u = C R_e^n P_r^m f_n(x/d, z/d, T_w, \dots \dots \dots) \quad (26)$$

Varios estudios presentados sobre la distribución de transferencia de calor muestran la gran dependencia del coeficiente de transferencia a estos parámetros, los cuales son reportados anteriormente.

1.7 Diseño Metodológico

Dentro de la transferencia calor por impacto, es necesario conocer algunos factores para que los estudios numéricos se puedan realizar con buena precisión, esto con el fin de poder tener una buena comparación; sin embargo, en algunas ocasiones resulta complejo poseer los datos experimentales, que por lo general son proporcionados en literatura trabajada empíricamente. Es importante destacar, que para realizar esta clase estudios es necesario efectuar un análisis de antecedentes, que permitan conocer diferentes condiciones experimentales, que para nuestro caso se presentan en artículos que hayan trabajado y analizado efectos geométricos, como también condiciones de flujo para el caso de la transferencia de calor de un chorro simple. Estas condiciones experimentales son quienes nos permiten acondicionar geometrías y flujos para simular lo experimentado en el estudio.

Por otra parte, luego de poseer un artículo experimental se parte a determinar los modelos de turbulencia a estudiar en este proyecto. En principio, se exponen la mayoría de los modelos de turbulencia con los que trabaja el software comercial *ANSYS FLUENT* y de esta manera, bajo un análisis de antecedentes y otros criterios, se deben elegir cuatro modelos. Estos modelos deben tener particularidades que permitan cumplir con el fin del estudio. En la selección de los modelos de turbulencia, debe observarse que los modelos cumplan diferentes características computacionales, debido a que como se mencionó anteriormente, existen modelos que exigen de alta capacidad computacional. Al seleccionar los modelos, se debe proceder a evaluarlos a las diferentes condiciones de flujo según lo proporcionado por los datos experimentales y su debida comparación.

Luego de la selección de los modelos de turbulencia y con la selección de los estudios experimentales, se debe proceder a desarrollar las simulaciones, asimismo, obtener resultados donde relacionen el coeficiente de transferencia calor para cada geometría y sus respectivas condiciones flujo; por otra parte, se hace necesario el uso de una independencia de malla para garantizar que los resultados obtenidos obedecen a una buena predicción a bajo costo computacional. Este procedimiento debe ser realizado para todas las geometrías a trabajar, en donde cada resultado, debe ajustarse a los valores de referencia, los cuales son proporcionados por los datos experimentales, con especial atención del valor y^+ , el cual su valor debe ser aproximado a la unidad. Asimismo, esto permitirá mostrar la veracidad de los resultados obtenidos de la simulación.

Siguiendo esta metodología se espera que los resultados puedan estar dentro de un margen de error menor al diez por ciento (10 %) con respecto a los estudios experimentales, asimismo determinar qué modelo posee mejores resultados con respecto a los otros modelos evaluados.

CAPÍTULO 2. ELECCIÓN DE ESTUDIO EXPERIMENTAL.

En la transferencia de calor por impacto existen muchos parámetros estudiados, ya que como se ha mencionado es un método muy eficiente, pero con una variedad de fenómenos difíciles de modelar. Por otra parte, los tipos de estudios experimentales se enfocan en su mayoría en la variación geométrica, tales como:

- A. *Tipo de boquilla.*
- B. *Ángulo de incidencia al cual impactará el fluido.*
- C. *Tipo de placa en la que impacta el fluido.*
- D. *Varias boquillas con chorros impactando en una sola placa.*

Los tipos de boquillas, se encuentra en la mayoría de estudios redondas, denominadas en las correlaciones como D haciendo relación al diámetro de la boquilla; otra boquilla utilizada es la ranurada que en los trabajos se llaman B o W , haciendo referencia al ancho de la boquilla; aunque la variación de este parámetro no afecta en la transferencia de calor, se considera importante para la caracterización de la geometría y para el dominio computacional. Sin embargo, con respecto a las boquillas otro parámetro de estudio es la posición en Angulo de estas, que se da con respecto a la normal de la placa; si bien este parámetro no influye en un aumento de la transferencia, es importante para aplicaciones que lo necesiten, ya que en Angulo de mayor transferencia se encuentra a 90° (Perry, 1954).

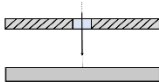
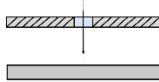
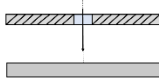
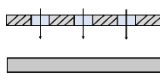
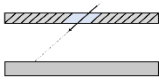
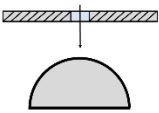
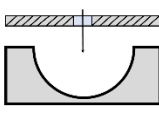
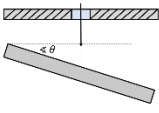
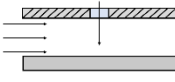
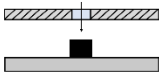
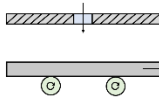
El tipo de placa que se encuentra suscritos a los estudios puede variar según aplicaciones industriales o con efectos investigativos, sin embargo, las placas más comunes utilizadas son planas, aunque en diferentes estudios se pueden encontrar placas planas inclinadas, cóncavas o convexas, con algunos objetos geométricos en las zonas de impacto y por ultimo las placas anteriores estando en movimiento.

En muchas aplicaciones y estudios en la actualidad se encuentra la aplicación de muchas boquillas impactando sobre la superficie, sin embargo, de este tipo de geometría se desprenden el cambio de posición de los chorros en varios ejes, por lo general estas geometrías son simuladas en tres dimensiones; dentro de estas geometrías entra en juego la variación no solo de z/B si no que también el cambio de x/B e y/B , como se muestra en la Fig. 3:

Los factores geométricos son importantes para este método, sin embargo, existen otros parámetros quizá relacionados con las geometrías, pero con mucha más importancia, tal vez dichos parámetros poseen un roll más importante en la transferencia de calor. Estos factores son las condiciones de flujo, dentro de las cuales el mayor representante es el *Número de Reynolds* en la entrada de la boquilla, ya que este factor influye en alta medida en el aumento de la transferencia de calor, debido a que depende de la velocidad a la que saldrá el flujo. Por otra parte, otro aspecto importante es la intensidad de turbulencia, que se da en la entrada y que quizás tiene una cierta influencia en dicho aumento del N_u , (Gardon & Akfirat, 1965). De otra mano, existe otro parámetro reportado en los estudios el cual se presenta como un flujo cruzado con respecto al chorro, afecta en alta medida el impacto del chorro y así la transferencia, un ejemplo de este estudio es

el realizado por (Goldstein & Behbahani, 1982). Además del flujo cruzado, también se estudian parámetros como factor de recuperación y fluidos en fases simples o múltiples.

Tabla 2. Resumen de Geometrías utilizadas para la transferencia de calor por impacto

TIPO DE CONFIGURACIÓN	CHORROS DE IMPACTO	
Tipo de Boquilla	 <i>Boquilla Circular (D)</i>	 <i>Boquilla Ranurada (B)</i>
Arreglo de Chorro	 <i>Chorro Simple</i>	 <i>Multiples Chorros</i>
Posición de la Boquilla	 <i>Boquilla en Angulo</i>	
Posición y Tipo de Placa de Impacto	 <i>Placa Concava</i>	 <i>Placa Convexa</i>
	 <i>Placa Inclínada</i>	
Condiciones de Flujo	 <i>Flujo Cruzado</i>	
Disposición de la Placa de Impacto	 <i>Geometrias Sobre la Placa</i>	 <i>Placa en Movimiento</i>

Fuente. Autor del Proyecto

Los factores geométricos son importantes para este método, sin embargo, existen otros parámetros quizá relacionados con las geometrías, pero con mucha más importancia, tal vez dichos parámetros poseen un rol más importante en la transferencia de calor. Estos factores son las condiciones de flujo, dentro de las cuales el mayor representante es el *número de Reynolds* en la entrada de la boquilla, ya que este factor influye en alta medida en el aumento de la transferencia de calor, debido a que depende de la velocidad a la que saldrá el flujo. Por otra parte, otro aspecto importante es la intensidad de turbulencia, que se da en la entrada y que quizás tiene una cierta influencia en dicho aumento del Nu , (Gardon & Akfirat, 1965). De otra mano, existe un parámetro reportado en los estudios representado como el flujo cruzado con respecto al chorro, el cual afecta en alta medida el impacto del chorro y así la transferencia, un ejemplo de este estudio es el realizado por (Goldstein & Behbahani, 1982). Además del flujo cruzado, también se estudian parámetros como factor de recuperación y fluidos en fases simples o múltiples, como también para un chorro simple con placa de impacto en movimiento.

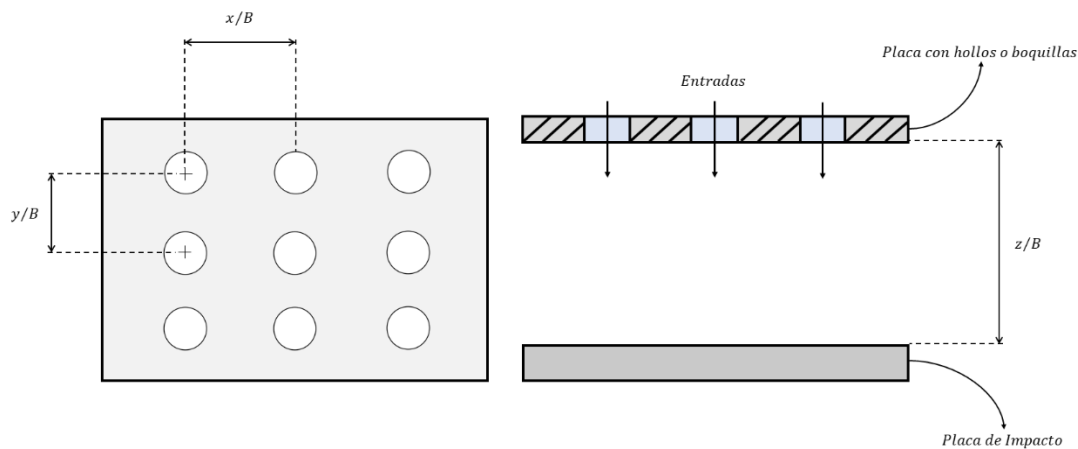


Fig. 3 Esquema geométrico de un arreglo de múltiples chorros

Fuente. Autor del Proyecto

Otras diferenciaciones que se le dan a los chorros de impacto, es dependiendo del medio el cual se encuentran, es decir, el fluido el cual el chorro va a estar interactuando luego de salir de la boquilla. Actualmente son denominados de dos formas: *Sumergidos* y *No Sumergidos*. El *Chorro Sumergido* es cuando no se admite que el fluido del chorro influya en el mismo fluido que existe en el medio, es decir, el fluido que está en el medio es diferente al del chorro. El *Chorro No Sumergido* es el contrario del anterior, cuando se admite que el fluido del chorro influya en el mismo fluido que existe en el medio.

Un resumen de las geometrías utilizadas para los estudios de transferencia de calor por impacto para una simple o varias boquillas se presentan en la *Tabla 2*.

2.1 Datos Básicos y Criterios de Selección.

En las simulaciones numéricas, es necesario conocer parámetros, para este caso son condiciones experimentales, de esta forma los parámetros se obtuvieron de los estudios experimentales reportados en la literatura. Estos estudios deben contener entre otros parámetros, *números de Reynolds, intensidad de turbulencia, distancia desde la boquilla (z/B), ancho de la boquilla y temperatura del fluido y de la placa.*

Con estos parámetros se es posible realizar las simulaciones, sin embargo, para este trabajo se pretenden analizar un solo chorro en dos dimensiones con boquilla ranurada en posición vertical. Por otra parte, otro criterio que se debe considerar es que en el trabajo se reporte la una correlación que relacione el *número de Nusselt* calculado para el punto de estancamiento, en resumen, este estudio debe tener los siguientes parámetros para su elección:

Tabla 3 Parámetros para elección de estudio experimental

PARÁMETROS	
Geométricos	z/B
	B
	x/B
Condiciones de Frontera	Re
	T_u
	T_p
	T_j
Correlación en Punto de Estancamiento	Nu_0

Fuente. Autor del Proyecto

2.2 Selección de Estudio Experimental.

En el capítulo anterior en la sección 1.1.1 se mencionaron varios artículos científicos que han sido base en la identificación de parámetros que influyen en la *transferencia de calor por impacto*, sin embargo, son muchos los parámetros que se pueden estudiar bajo la influencia de *transferencia de calor*. No obstante, de todos estos se seleccionó uno, el cual cumple reportó todos los parámetros necesarios para realizar la simulación.

De los artículos mencionados, se evaluaron los que poseen las características necesarias para poder realizar este estudio. Los parámetros y características que se necesitan para este proyecto se mencionan en la *Tabla 3*. Dentro de los dos artículos más destacados para nuestro estudio, se encuentran: Metzger, 1962 y Gardon & Akfirat, 1966. No obstante, se asevera que el estudio realizado por Gardon & Akfirat en 1966 es consistente en el estudio de parámetros basados en este trabajo, implícitos en la *Tabla 3*. Además, este estudio se encuentra complementado por otros dos que enfocan sus

esfuerzos de estudio en la caracterización de varios parámetros de *transferencia de calor* y además de condiciones que afectan el flujo, como el rol que cumple la turbulencia (Gardon & Akfirat, 1965). Además, el estudio realizado en 1966 por G&A es basado en otro trabajo que se realizó a condiciones similares por uno de los autores, para una boquilla circular en este caso (Gardon & Cobonpue, 1962), sin embargo, este artículo es importante ya que nos brinda más claridad para las condiciones de frontera, debido a que las condiciones experimentales son semejantes . De esta forma, nuestro artículo experimental presenta una correlación empírica que nos permite llevar a cabo la comparación de nuestras predicciones, este artículo es el realizado por Gardon & Akfirat en 1966, por otra parte, otro aspecto importante es que este artículo también ha sido base de otros estudios para la validación y estudio de modelos de turbulencia en la predicción del *número de Nusselt* en el *punto de impacto* y otras regiones como la pared de chorro.

CAPÍTULO 3. SELECCIÓN DE MODELOS DE TURBULENCIA

En la actualidad los modelos de turbulencia tienen un papel importante en la industria, debido a que se han estabilizado como eje central para el diseño de diferentes componentes mecánicos. Se consideran una herramienta fundamental para el cálculo de diferentes variables que gobiernan el flujo, aplicados en geometrías especiales de diseño donde es necesario examinar el comportamiento de un fluido. En efecto, los modelos de turbulencia permiten tener resultados cercanos a la realidad en un tiempo relativamente corto enlazados a una aplicación bastante económica comparado con los resultados experimentales, asimismo los modelos de turbulencia integran aspectos experimentales y analíticos con el atributo de ofrecer un costo-beneficio al diseñador, al permitir una visualización de un comportamiento aproximado del flujo real de un fluido. Por otra parte, debido a la complejidad de los flujos y geometrías utilizadas en el diseño, el tiempo y el costo que se requieren son elevados. En consecuencia, dentro de las alternativas de diseño no son contemplados enfoques analíticos y experimentales. Así mismo, la dinámica que presenta los avances tecnológicos hace necesario que los diseños sean optimizados con más frecuencia, esto requiere de alta precisión en el cálculo de los campos de flujo. De esta manera, se genera la necesidad de estudiar la aplicación de modelos de turbulencia en las geometrías de diseño, ya que muchos de ellos no poseen una buena exactitud en sus predicciones. Además, el desarrollo experimental puede ser eventualmente más costoso. Otra característica de los modelos de turbulencia se deriva de obtener una visualización detalla de los campos de flujo en estudio, al permitir una buena comparación entre resultados ya obtenidos de manera analítica y experimental (Tu, Yeoh, & Liu, 2013);.

Seguido de lo anterior la solución más viable para efectos de diseño se hace en el uso de herramientas de *CFD* por medio de la aplicación de modelos de turbulencia, teniendo en cuenta el gran desarrollo teórico de las ciencias computacionales, orientados en la cimentación y solución de las ecuaciones que gobiernan el flujo, mediante el uso de aproximaciones numéricas de las ya mencionadas ecuaciones, creando opciones más viables para el desarrollo de geometrías cada vez más complicadas orientadas a la optimización de los diseños

Existe una gran variedad de métodos diferentes para modelar la turbulencia, sin embargo, todos estos métodos se diferencian en la manera de filtrar el tiempo en las fluctuaciones de turbulencia dentro de algún campo de flujo, dichos métodos se extienden desde métodos estadísticos basados en las *leyes de probabilidad (PDF)* por sus siglas en inglés (*Probability Density Function*) (Yun, 2017) y otros métodos mencionados en la sección 1.6.4, donde se mencionaron los tres métodos tradicionales para el modelado de turbulencia: *RANS*, *LES* y *DNS*. La diferencia de estos métodos se ilustra en la Fig. 4, donde φ puede ser cualquier variable donde se esté analizando algún punto del campo de flujo, e. g., la velocidad.

Los tres métodos mostrados poseen diferencias puntuales en la predicción de la variable φ , por ejemplo, el método más exacto, como se aprecia en la Fig. 4 es el *DNS*, debido a que calcula sobre todas las fluctuaciones de turbulencia, gracias a que soluciona las ecuaciones inestables de *N-S* por medio una malla bastante fina, que es capaz de

resolver todas las longitudes de escala de la turbulencia, por medio de pasos de tiempo lo suficientemente pequeños, para lograr captar las fluctuaciones de velocidad que suceden en momentos de tiempo también pequeños, es decir, fluctuaciones que suceden rápidamente, esto conlleva a altos costos computacionales y demandas de tiempo elevadas para el desarrollo de simulaciones ya que su enfoque se da en determinar la variación de las fluctuaciones en el tiempo (Versteeg & Malalasekera, 2007).

El otro método que posee altos costos computacionales, pero menores *que DNS* y por ende demandas de tiempo elevadas, es el método *LES* también soluciona las ecuaciones inestables de *Navier-Stokes* por medio del cálculo de los efectos inestables turbulentos del flujo, bajo el análisis sobre largas escalas, debido a que filtra y analiza los grandes remolinos, mientras rechaza los pequeños remolinos; para solucionar los pequeños remolinos, se utiliza los denominados modelos de escala de sub-malla (*SGS*) (*Subgrid Scale Models*). Sin embargo, este modelo posee la característica de no ser práctico para geometrías complejas (Versteeg & Malalasekera, 2007).

Los métodos anteriores son los más precisos en sus predicciones, el *DNS* en algunos casos es denominado ultra preciso, y *LES* se considera un poco menos preciso que el anterior, sin embargo, se discute que es de alta precisión. Como ya se mencionó estos dos métodos son altamente costos en términos computacionales, lo que representa una desventaja considerable en términos de diseño para la industria, estos dos métodos son ampliamente usados en el área de la investigación.

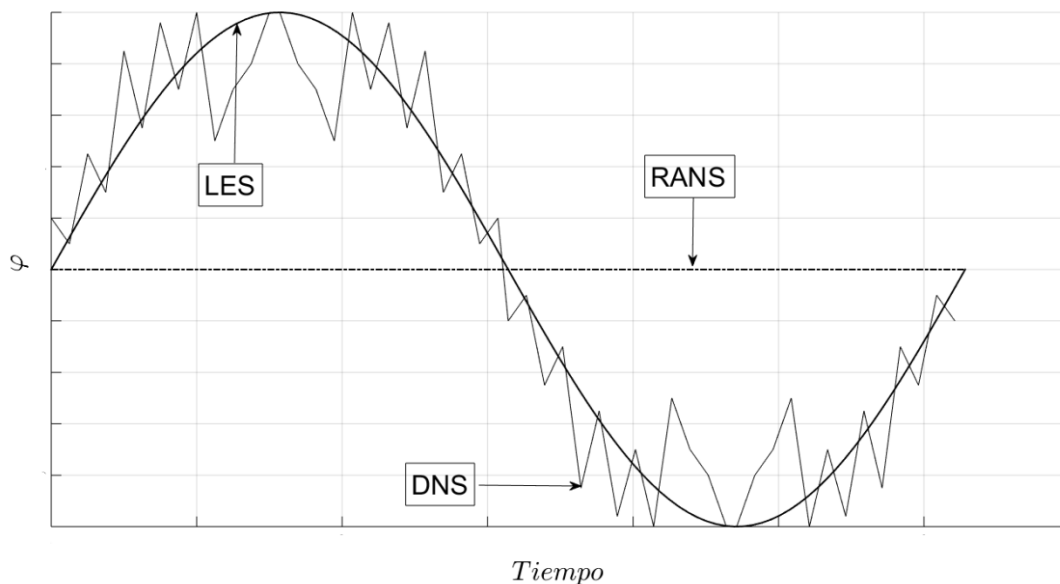


Fig. 4 Métodos que describen el comportamiento de un flujo turbulento en el tiempo (Yun, 2017)

Los modelos promediados de flujo *RANS* como se muestra en la Fig. 4, operan bajo el promedio de datos de las fluctuaciones turbulentas en las ecuaciones de *N-S*, sin embargo, tienen las características de ser económicos computacionalmente, pero no poseen la exactitud de los métodos anteriores. Actualmente, se ha venido incrementando

el uso de un nuevo método, basado en la mezcla de los métodos *RANS* & *LES*, denominados *URANS* ya que son derivados de las ecuaciones inestables de *N-S*, explícitamente para el empleo de estados transitorios. Estos métodos, solucionan bajo la elección de los pasos de tiempo que solucionan los efectos transitorios, además de usar valores promedio derivados de promedios conjuntos (Yun, 2017). No obstante, el costo computacional de estos métodos no es tan elevado como los métodos más puntuales, pero no es menor que el método *RANS* al exigir costos computacionales más carentes que los otros métodos. Con respecto a la predicción, se espera que pueda obtener mejores resultados que los modelos *RANS*.

Bajo estas descripciones la industria ha llegado a la necesidad de basarse en la predicción de los métodos *RANS* para sus diseños, con la ventaja que estos representan en términos de volumen y almacenamiento computacional, sin embargo, se envuelven en la incertidumbre de saber la precisión de sus predicciones de diseño en la simulación de los modelos de turbulencia basados en este método, no obstante, en la actualidad la industria ha venido implementado el uso de modelos de turbulencia basados en el método *URANS*, ya que este no exige costos computacionales elevados y posee en algunos casos buenas predicciones; también, es de mencionar un rechazo industrial al uso de métodos costosos y demorados como *DNS* y *LES*.

Dentro de los métodos *RANS* existe una subdivisión entre los modelos enfocada según orientación utilizada para modelar en la región cercana de la pared, debido a que el cálculo en las regiones cercanas a la pared es diferente para algunos modelos.

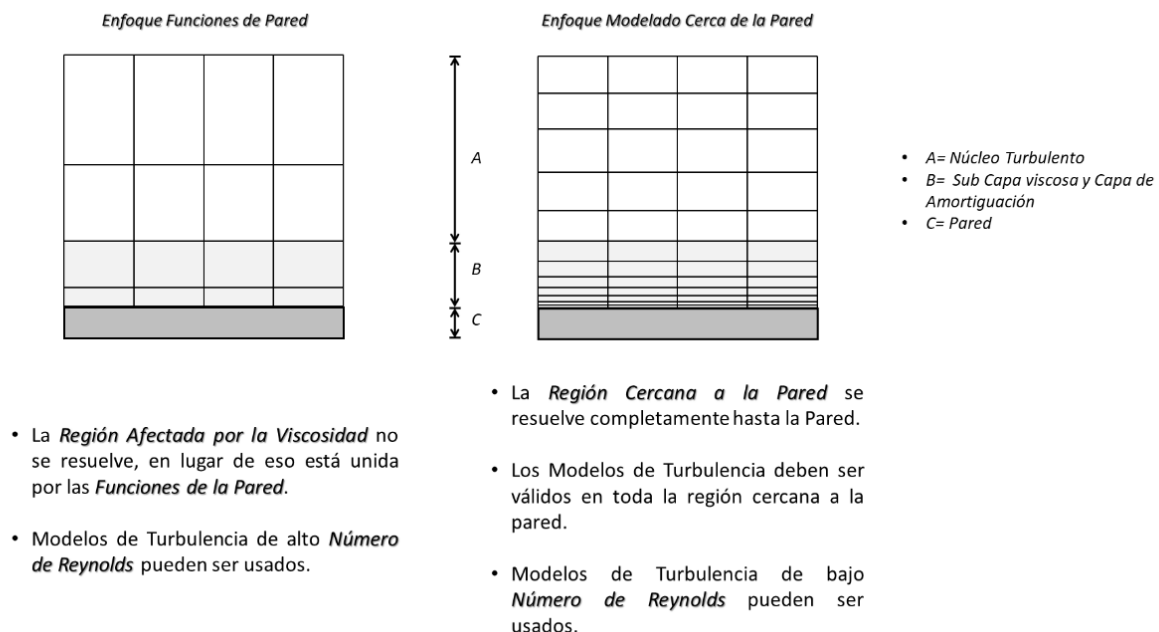


Fig. 5 Tratamientos cerca de la pared (Ansys Inc., 2011)

Existen dos tipos de enfoque: *Funciones de Pared* y *Modelado Cerca de la Pared*, estos enfoques son denominados “*Tratamientos Cercanos a la Pared*” debido a que acoplar

afectada por la viscosidad y la pared resulta difícil para los modelos, de esta manera es necesario implementar dos enfoques como solución a este problema. Ver *Fig. 5*. En algunos modelos de turbulencia la región afectada por la viscosidad no es considerada dentro de las ecuaciones de los modelos, esto hace necesario el uso de fórmulas semi-empíricas que logran acoplar la presencia de la pared a la región afectada por la viscosidad, denominadas “*Funciones de Pared*” (Ansys Inc., 2011); en efecto, sin el uso de *Funciones de Pared* sería necesario hacer modificaciones a las ecuaciones de los modelos de turbulencia, permitiendo el acoplamiento directamente entre la pared y la región afectada. Existen una gran variedad de *Funciones de Pared* utilizadas en *FLUENT*¹:

- *Funciones de pared estándar.*
- *Funciones de pared Escalables.*
- *Funciones de pared no equilibradas.*
- *Funciones de pared mejoradas, por sus siglas en inglés “Enhanced Wall Functions” (EWT).*
- *Funciones de Pared definidas por el usuario.*

Los modelos de turbulencia para el *Modelado Cerca de la Pared* son modificados para permitir que la región afectada por la viscosidad se resuelva por medio del uso de una malla, que sea lo suficientemente fina para acoplar la región cercana a la pared, es decir se genera una sub-malla que permite unir las dos regiones en conjunto (Ansys Inc., 2011), dicha malla permite acoplar y modelar las dos regiones.

Tabla 4. Modelos de Turbulencia implícitos en ANSYS FLUENT

MÉTODOS	MODELOS DE TURBULENCIA
DNS	<i>DNS</i>
LES	<i>LES</i>
RANS	<i>Spalart-Allmaras.</i>
	<i>Modelos Estándar*, RNG* y</i>
	<i>Realizable $k - \varepsilon$</i>
	<i>Modelo Estándar $k - \omega^*$</i>
	<i>$v^2 - f$</i>
URANS*	<i>Transición $k - kl - \omega$</i>
	<i>Transición SST</i>
	<i>SAS*</i>
	<i>DES*</i>

Fuente. Autor del Proyecto

Para el método *RANS* los modelos de turbulencia son también nombrados según estos dos tipos de características: *Alto número de Reynolds* y *bajo número de Reynolds*. Estas denominaciones provienen del enfoque mencionado anteriormente, debido a que para

¹ Para más información consulte la guía teórica de *ANSYS FLUENT*.

los modelos que necesitan *Funciones de Pared* las velocidades calculadas son altas, ya que no son calculadas cerca de la pared, a estos modelos se les denomina de *Alto número de Reynolds*; al hacer esta consideración también se es necesario considerar que los valores de y^+ deben ser mayores debido a que la primera velocidad calculada después de la placa va a estar alejada de la pared; para estos modelos se debe trabajar un $y^+ \cong 30$ (Ansys Inc., 2011).

Por otra parte, los modelos que utilizan el otro enfoque son denominados de *Bajo número de Reynolds* debido a que al solucionar cerca de la pared las velocidades son de bajas dimensiones, la consideración que se hace para y^+ es que este valor no debe exceder la unidad o por lo menos un valor menor o igual a cinco (Ansys Inc., 2011).

Los modelos de turbulencia que se encuentran implícitos en *ANSYS FLUENT* son en su gran mayoría ya validados y utilizados en los softwares comerciales más influyentes en la industria actual, sin embargo, en la *Tabla 4* se hace mención de los modelos de turbulencia incluidos en *FLUENT*. Se exponen también los modelos según su método de modelado de la turbulencia, sin embargo, no todos los modelos son mostrados en la *Tabla 4* ya que muchos son derivados de modelos estándar como: $k - \varepsilon$ y $k - \omega^2$.

Es de recalcar la importancia de poseer los modelos de turbulencia y de cómo la industria se ha venido orientado hacia los modelos *RANS* por la necesidad de tener precisión, tiempo y costo computacional, a pesar de que no poseen ventajas considerables en términos de precisión, sin embargo, sus predicciones no están muy alejadas y son aceptables para diseños industriales.

3.1 Criterios de Selección

En *ANSYS FLUENT* se presentan una gran variedad de modelos de turbulencia, mostrados en su gran mayoría en la *Tabla 4*, en general dichos modelos de turbulencia son elegidos por el usuario quien es el que define el modelo a utilizar según su aplicación. Nuestros criterios son basados bajo el análisis de antecedentes, estudiado en el *CAPÍTULO 1* en las secciones 1.1.3 y 1.1.4. Sin embargo, para nuestro caso de estudio se pretende utilizar tres modelos de turbulencia implícitos en *FLUENT* que no sean utilizados usualmente para la aplicación de un simple chorro de impacto en la transferencia de calor y adicional a esto se debe seleccionar otro modelo que ya haya sido trabajado para este tipo de tecnología quien es el que nos permitirá tener una referencia con los modelos ya validados y estudiados para nuestra geometría de trabajo con principal análisis en la *transferencia de calor* en la *zona de impacto* o *punto de estancamiento*.

Por otro lado, se pretender trabajar con modelos diseñados para estados transitorios para el método *RANS*, para lo cual se seleccionarán dos modelos de este tipo; un modelo debe cumplir con las características mencionadas en el anterior párrafo, mientras que el otro será el que ya ha sido estudiado para nuestro parámetro de estudio. Sin embargo, se pretende incluir dos modelos *URANS*, los cuales no se han estudiado con alto enfoque en los últimos años para nuestro parámetro de estudio.

² Para más información consulte la guía teórica de *Ansys Fluent*.

Es de aclarar que todos nuestros modelos de turbulencia elegidos deben ser de *Bajo número de Reynolds*, lo que implica que no usaran *Funciones de Pared* y que el parámetro de y^+ debe cumplirse entre especificado por el manual *ANSYS FLUENT*. En total se escogerán cuatro modelos de turbulencia para nuestro análisis, con fin de denotar cual posee los mejores resultados para la *transferencia de calor por impacto* de un chorro simple evaluada en el *punto de estancamiento*.

3.2 Selección de Modelos de Turbulencia

Partiendo de los modelos de turbulencia expuestos por *ANSYS FLUENT* mostrados en la *Tabla 4*, los cuales poseen diferentes características, sin embargo, como ya fue mencionado solo se seleccionaron cuatro modelos, dos modelos RANS y dos modelos URANS. Con respecto a los dos modelos *RANS*:

- Se inició con el modelo que sirve como referencia para nuestro estudio, para este caso se establece como el “*Transición SST*”, modelo muy popular para efectos de diseño en la industria, gracias a su gran adaptabilidad a diferentes condiciones geometrías, además de tener buenas referencias en sus predicciones; por esto se toma como modelo de referencia para nuestro estudio.
- Por otra parte, el modelo *RANS*, se seleccionó por no ser usado con frecuencia en la industria y más específico para esta aplicación. El modelo de turbulencia seleccionado fue “*Transición $\kappa - \kappa l - \omega$* ”.

Los modelos *URANS* expuestos en *FLUENT* son solamente dos como se muestra en la *Tabla 4*, por lo tanto, se seleccionaron ambos: *SAS* y *DES*. Sin embargo, para *DES* existen en *FLUENT* varias derivaciones que provienen de modelos *RANS*, que para nuestro caso se consideró el modelo *DES-SST*.

Todos los modelos seleccionados se aplicaron bajo las mismas condiciones de flujo, malla y demás parámetros para su solución.

CAPÍTULO 4. SIMULACIÓN NUMÉRICA.

Para las simulaciones numéricas, se utilizó el software comercial *ANSYS FLUENT 18.1*. las simulaciones se aplicaron al estudio del análisis de la transferencia de calor bajo la incidencia de un chorro de impacto individual. De esta forma, los siguientes elementos se tienen en cuenta para efectos de cálculo de velocidades y *números de Nusselt*: Geometría del problema, características de malla, criterios de convergencia y esquemas de discretización en la solución.

Como pasos para realizar una simulación se consideran tres etapas en el proceso, las cuales permitieron garantizar la validez los resultados; estas etapas son: Preprocesamiento, Simulación y Postprocesamiento. Sin embargo, dentro de cada etapa, existen aspectos que garantizan que cada una de estas se lleve a cabo correctamente. Los valores utilizados en simulación se basaron en el artículo científico seleccionado en el *CAPÍTULO 2*, los cuales permitieron realizar la primera etapa de simulación, al permitir determinar aspectos que nos ayudan a definir el dominio computacional y las condiciones de contorno, ver *Tabla 5*.

Tabla 5 Parámetros de estudio evaluados en este trabajo

PARÁMETRO	RANGO	
	<i>Min.</i>	<i>Max.</i>
<i>Z/B</i>	<i>14</i>	<i>40</i>
<i>T_u</i>	<i>2 %</i>	<i>10 %</i>
<i>R_e</i>	<i>11000</i>	<i>22000</i>
<i>B</i>	<i>1/8 in</i>	<i>1/4 in</i>

Fuente. Autor del Proyecto

4.1 Preprocesamiento

Dentro del Preprocesamiento se establecen datos básicos que permiten establecer el problema para su posterior solución, para este caso se exponen tres elementos de gran importancia, mencionados anteriormente y expuestos a continuación:

4.1.1 Geometría del Problema.

Si se considera una línea imaginaria en el centro de la de la boquilla del chorro, se puede concluir que existe una correspondencia en los campos de flujo de ambos costados de la geometría para un chorro impactante, es decir física y geométricamente se considera una simetría en la geometría expuesta en la simulación. De esta forma, se discurre en utilizar para efectos de capacidad computacional solamente la mitad de la geometría, En

la Fig. 6 se muestra un esquema que representa la geometría utilizada para las simulaciones.

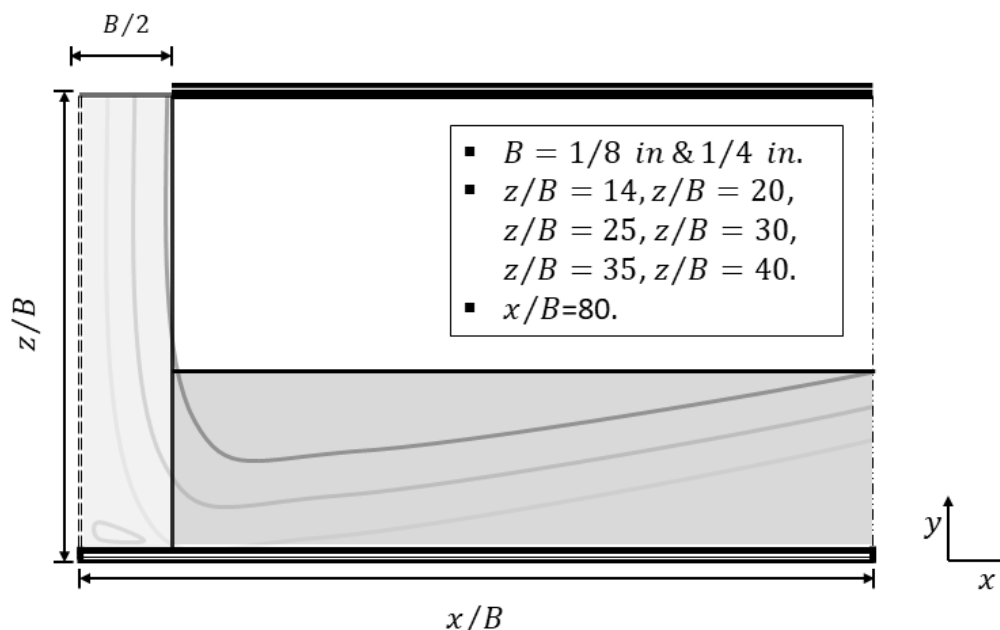


Fig. 6 Dominio físico computacional de un chorro impactante

Fuente. Autor del Proyecto

Por otra parte, este trabajo comprende el análisis en el punto de estancamiento, bajo la variación de la altura de una boquilla ranurada hasta una placa plana, expresada en forma adimensional como (z/B) . El ancho de la boquilla para este estudio fue de 0.25 pulgadas y 0.125 pulgadas, con estos valores se obtuvieron las siguientes distancias adimensionales para simulación: $z/B = 14$, $z/B = 20$, $z/B = 25$, $z/B = 30$, $z/B = 35$ y $z/B = 40$.

Con respecto a la distancia radial desde el punto de estancamiento, denominada en forma adimensional como (x/B) . Para este trabajo se mantuvo constante, $x/B = 80$, con estos valores adimensionales se definió el dominio computacional. Es importante mencionar que debido a la simetría del problema todas las simulaciones se realizaron empleando un plano simétrico, es decir la condición de entrada se toma como la mitad del ancho de la boquilla, $B/2$.

4.1.2 Condiciones de Frontera.

Las condiciones de frontera son consideradas para dos flujos diferentes, además estas condiciones de contorno mencionadas son utilizadas para todas las simulaciones llevadas a cabo en este trabajo, ver Fig. 7:

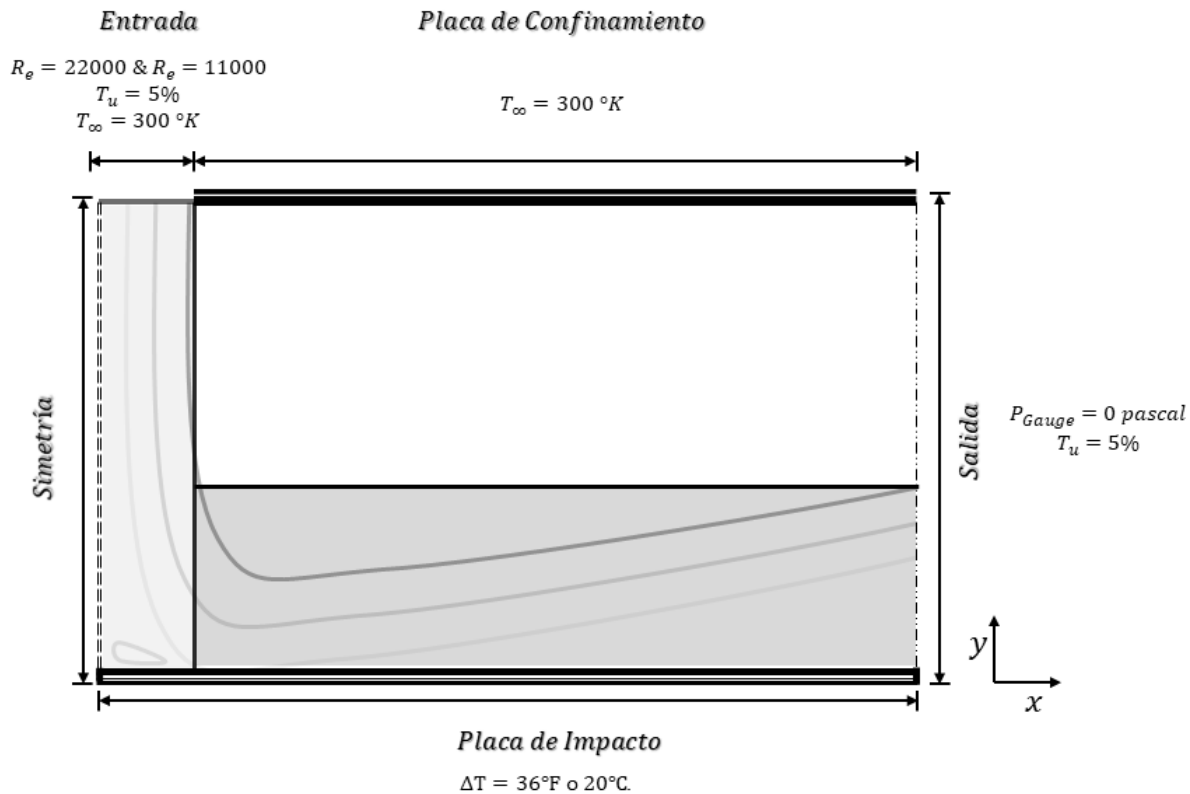


Fig. 7 Diagrama esquemático de las condiciones de frontera un chorro simple

Fuente. Autor del Proyecto

- **Entrada:** Esta condición de frontera se asignó como velocidad de entrada (*Velocity Inlet*), la cual se determina a partir de $u_e = R_e \mu / \rho B$. Para este trabajo dos números de Reynolds son considerados para efectos de simulación: $R_e = 11000$ y 22000 , trabajados en el estudio experimental. La intensidad de turbulencia se tomó como 5 % para todas las simulaciones, a menos que se indique lo contrario. Por otra parte, la temperatura del fluido (*aire*) se consideró como temperatura ambiente.
- **Salida:** Para esta condición de frontera se asignó presión de salida (*Pressure Outlet*), los principales datos de contorno se especifican como temperatura ambiente y a presión atmosférica, teniendo en cuenta que la presión manométrica es cero.
- **Placa de Confinamiento:** La placa de confinamiento se considera para todos los casos una condición de contorno como una pared sólida (*Wall*), considerando que por esta placa no existe flujo de calor y que está a temperatura ambiente.

- Placa de Impacto: En esta condición de frontera, al igual que la anterior se toma como pared sólida (*Wall*), por otra parte, este contorno se considera isotérmico a una temperatura que se determina de la diferencia de temperaturas entre la placa y chorro de impacto: $\Delta T = 36^{\circ}\text{F}$ ó 20°C .
- Línea o eje de Simetría: Esta condición se considera simetría (*Symmetry*), sin embargo, para esta condición de contorno todo lo que sucede físicamente, tales como gradientes de velocidad, presión, temperatura y otras variables implícitas en el dominio computacional, se hacen cero.

Todos los datos y condiciones de frontera están en el trabajo experimental de Gardon & Akfirat, 1966, estos datos permiten simular las condiciones experimentales de la correlación empírica propuesta en su trabajo.

4.1.3 Discretización y Métodos de Solución.

Para garantizar una buena precisión en los cálculos de flujos turbulentos y de transferencia de calor, se utilizan diferentes métodos de discretización de las ecuaciones que gobiernan el flujo, luego se llega a los resultados bajo algoritmos de solución. ANSYS FLUENT dentro de sus opciones ofrece diferentes métodos de discretización y algoritmos de solución ya validados, que para este caso de estudio son utilizados de manera general, los métodos definidos por defecto en el *Software*, descritos a continuación.

Los esquemas de discretización espacial permiten solucionar de forma algebraica las ecuaciones que gobiernan el flujo, esto gracias a aproximaciones discretas derivadas de la expansión de las Series de Taylor, sin embargo, el nivel de exactitud en sus predicciones está determinado por su orden de discretización, con el problema principal que entre más alto sea el orden, la solución tiende a ser numéricamente más inestable, aumentando también la carga computacional; actualmente existen dos métodos principales “Primer Orden y Segundo Orden”, los cuales se diferencian por su nivel de precisión y convergencia, ya que para el Primer Orden de discretización aumenta el error numérico de discretización con respecto al Segundo Orden, no obstante, el esquema de discretización de Primer Orden, conserva mejor estabilidad numérica en sus resultados con respecto al otro esquema, además de necesitar menor carga computacional (ANSYS Inc., 2011). En consecuencia, conlleva a evaluar que esquema de discretización puede ser el mejor para el estudio según las condiciones del flujo.

Las simulaciones llevadas a cabo en este proyecto son basadas en el Método de Volúmenes Finitos, bajo la discretización espacial de las ecuaciones que gobiernan el flujo, de esta forma, se selecciona el orden de discretización para las ecuaciones contenidas en el solucionador de ANSYS FLUENT; sin embargo, para los modelos RANS seleccionados (*SST & $k - \epsilon - \omega$*) se utilizaron diferentes órdenes de discretización que empleados en los modelos URANS (*SAS & DES*), debido a que los modelos URANS por defecto son diseñados para análisis en estado transitorio. De esta manera, los modelos RANS fueron analizados en estado estable y los URANS fueron analizados en estado

transitorio, lo cual con lleva a diferentes tipos de discretización de las ecuaciones de gobierno.

La discretización espacial utilizada para los modelos *RANS* fue trabajada diferente para algunos tipos de ecuaciones; en total se utilizaron dos órdenes de discretización para todas las simulaciones de modelos *RANS*: las ecuaciones discretizadas en primer orden (*First Order Upwind*) son: Energía Cinética Turbulenta, Intermitencia, Razón de Disipación y Espesor de Momento; por otro lado, las ecuaciones discretizadas en segundo orden (*Second Order Upwind*) fueron: Momento, energía y presión.

Para los modelos *URANS* se utilizan tres diferentes tipos de discretización, en primer lugar, las ecuaciones que se discretizan en primer orden (*First Order Upwind*) fueron: energía cinética turbulenta y razón de disipación, por otro lado, para las ecuaciones que utilizan discretización de segundo orden (*Second Order Upwind*) son: Energía y Presión y por último la ecuación de Momento fue discretizada por el método de Diferenciación Central (*Bounded Central Differencing*). Además, para la formulación transitoria por defecto *ANSYS FLUENT* recomienda que sea discretizado en segundo orden (*Bounded Second Order Implicit*).

Con respecto al algoritmo de acoplamiento de Presión-Velocidad se escoge el método *SIMPLE* por sus siglas en inglés (*Semi-Implicit Method for Pressure-Linkage Equations*) propuesta por (Patankar, 1980), el cual es utilizado para todos los modelos independientes del análisis del sistema, es decir para todas las simulaciones realizadas en este proyecto es utilizado este algoritmo; a menos que se indique lo contrario.

4.2 Simulación

En la sección anterior se hizo mención a aspectos esenciales que permiten acondicionar la simulación a lo realizado experimentalmente y algunos factores que permiten garantizar una buena exactitud en la solución del problema, sin embargo, estos parámetros son el punto de partida para la simulación. Por otra parte, existen otros parámetros que favorecen en la mitigación del error en los resultados y que además ayudan a tener una certeza en los resultados obtenidos están cerca de un valor real; no obstante, algunos de estos aspectos son realizados durante la simulación, pero también otros son elaborados para probar los resultados ya obtenidos de una simulación finalizada, a continuación, se mencionan como fueron tratadas estas pautas y los criterios trabajados para cada simulación.

4.2.1 Independencia de Malla.

La independencia de malla es un proceso básico de las simulaciones de CFD para tratar de minimizar el error en los resultados obtenidos. La independencia de malla es también utilizada para optimizar la capacidad computacional que se requiere para el análisis, ya que, si se puede obtener un resultado un error bajo con la menor cantidad de elementos, es probable que se pueda realizar el análisis en un menor tiempo de simulación con el uso de una malla más gruesa. Sin embargo, este método no solo brinda certeza en la

solución, también permite visualizar que aspectos de la malla intervienen en el resultado, esto logra ser un punto importante en la caracterización de la malla, aplicado a la geometría de estudio. En consecuencia, brinda información importante para los diseñadores en el momento de realizar simulaciones que tengan la aplicación de esta geometría, con el objeto de conocer las variables con las que tienen que tener especial atención.

Para este proyecto fue utilizada una malla estructurada con elementos cuadriláteros, haciendo énfasis en zonas donde existen gradientes altos de presión y velocidad, y que también son regiones de interés para este trabajo, es decir, en dichas circunscripciones se hace necesario que la malla sea más fina; un ejemplo de estas regiones, son para nuestro caso la *región de impacto* y la región de *pared de chorro*, caracterizadas por Martin, 1977, ver Fig. 8.

Como ya fue mencionado, este trabajo pretende comparar una correlación que evalúa el *número de Nusselt* en el punto de estancamiento (Nu_0), sin embargo, para empezar a inferir los términos que influyen directamente en el resultado, se hizo énfasis en que los elementos cerca de la *región de impacto* son el enfoque de este estudio. Sin embargo, es importante aclarar que, para todos los casos de simulación, las mallas fueron realizadas en una extensión de ANSYS llamada *ICEM CFD*, la cual le permite al usuario tener un control de la malla en los diferentes parámetros que se encuentran incorporados en el proceso, así mismo, este software no posee algoritmos para la realización de la malla, es decir, el usuario es quien crea y define todos los valores, distinto a otros paquetes ofrecidos por ANSYS.

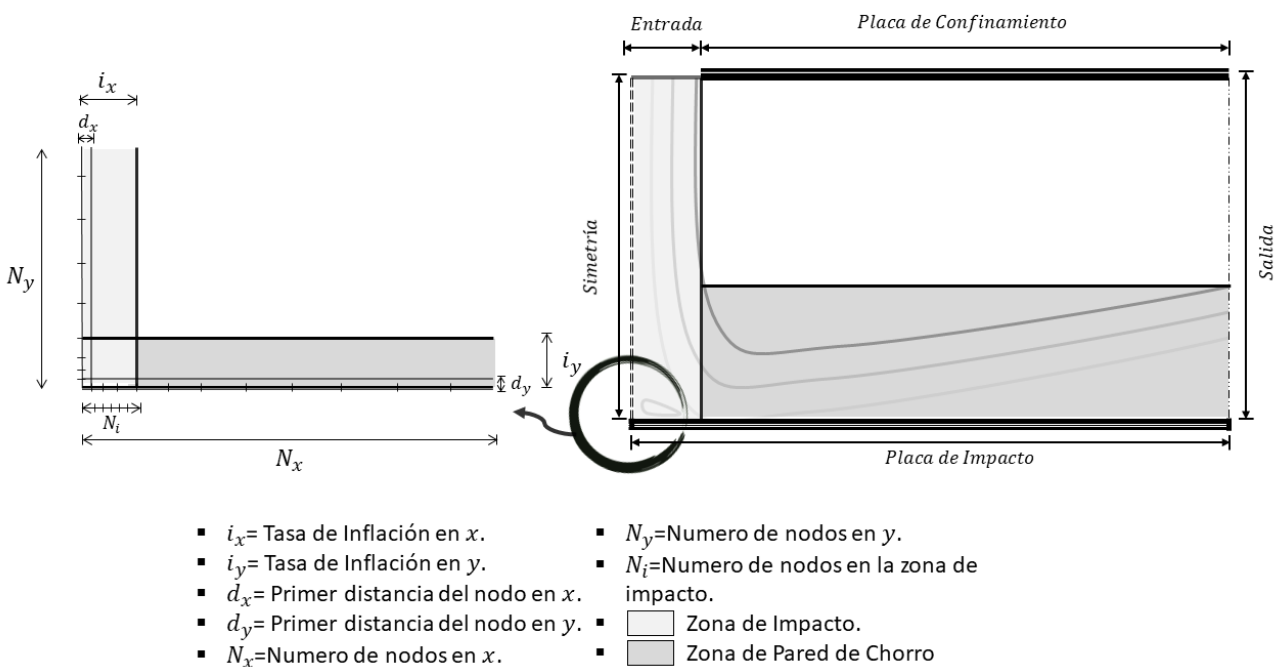


Fig. 8 Parámetros importantes en la independencia de malla

Fuente. Autor del Proyecto

Con respecto a las variables aplicadas en el momento de hacer la malla, se hace la siguiente consideración: todos los parámetros y aspectos seleccionados para estudio de malla, son valores que el usuario define durante el proceso que se lleva a cabo cuando se realiza la malla. En principio, para la malla son creados dos bloques, el primer bloque hace relación a la *región impacto* y el segundo bloque hace relación a lo que sucede aguas abajo en el momento en que el chorro impacta y pasa por la *región de chorro impactante*. Para el primer bloque, definido como zona de impacto en la Fig. 8 se toman dos variables importantes, la primera son el número total de nodos que se encuentran en el eje ordenado de nuestro dominio computacional (N_y) y el segundo son el número total de nodos que aparecen sobre el eje de las abscisas, únicamente en la zona de impacto (N_i), ambos valores definen la *región de impacto* y la densidad de malla que interviene en ella, cabe recalcar que esto sucede sobre dos condiciones de frontera, eje de *simetría* y *placa de impacto*, donde además existe el objetivo de estudio, es por esto que sobre estas paredes se hace la malla mucho más fina que en otras zonas de la malla. Por otro lado, para definir todo el dominio computacional, se toma los todos los nodos existentes sobre el eje de las abscisas (N_x), el cual incluye también los nodos que existen sobre la zona de impacto (N_i), ver *Tabla 6*.

Tabla 6. Independencia de malla para $Z/B=40$, Modelo SST y $Re = 22000$

#	N_y	N_x	d_y	d_x	i_y	i_x	N_i	Nu_o	y^+	AR
1	35	120	1E-04	1E-04	1.1	1.2	20	82.5272	0.0206-0.2	2.96E+03
	35	120	5E-06	1E-04	1.1	1.2	20	83.1694	0.1040-0.991	5.92E+02
2	35	120	5E-06	5E-04	1.1	1.2	20	83.1609	0.10371-0.991	5.92E+02
	35	120	5E-06	5E-05	1.1	1.2	20	82.8351	0.08215-0.991	5.92E+02
	35	120	5E-06	1E-06	1.1	1.2	20	83.3344	0.01259-1.00751	4.58E+02
	35	120	5E-06	5E-06	1.1	1.2	20	82.7327	0.02863-1.0051	9.15E+02
	200	120	5E-06	5E-05	1.1	1.2	20	91.9099	0.107109-1.10359	5.96E+02
3	100	120	5E-06	5E-05	1.1	1.2	20	91.6823	0.101566-1.0784	5.92E+02
	50	120	5E-06	5E-05	1.1	1.2	20	84.5193	0.08356-0.9480	5.92E+02
	15	120	5E-06	5E-05	1.1	1.2	20	70.6161	0.07701-0.9229	5.92E+02
	20	120	5E-06	5E-05	1.1	1.2	20	76.6387	0.078439-0.95827	5.92E+02
	20	180	5E-06	5E-05	1.1	1.2	80	76.1178	0.051303-0.96019	6.65E+02
4	20	140	5E-06	5E-05	1.1	1.2	40	76.3563	0.071501-0.95891	6.21E+02
	20	110	5E-06	5E-05	1.1	1.2	10	78.3017	0.0826103-0.980775	5.44E+02
	20	220	5E-06	5E-05	1.1	1.2	20	76.9232	0.09866-0.958299	2.67E+02
5	20	320	5E-06	5E-05	1.1	1.2	20	76.9172	0.09840-0.9598	1.73E+02
	20	70	5E-06	5E-05	1.1	1.2	20	76.9407	0.098679-0.9583	1.71E+02

Fuente. Autor del Proyecto

Otro aspecto que el usuario manipula es la primera distancia en la que se encuentra el primer nodo cerca a la pared, factor importante que ayuda a determinar el valor de y^+ ; sin embargo, para nuestro caso se consideraron en ambas direcciones diferentes valores, para probar y ajustar el valor de este parámetro. La primera distancia paralela a la *placa de impacto* fue denominada como (d_y) y por otro lado la distancia que va paralela a *eje de simetría* se nombró como (d_x) .

Para los refinamientos de malla en la zona de impacto se hace necesario el uso de una herramienta denominada “*capas de inflación*”, las cuales para poder ser definidas se hace necesario definir la primera distancia cerca a la pared (d_x & d_y), debido a que esta distancia permite establecer la tasa de inflación; en otras palabras, a partir de la primera distancia los nodos que la prosiguen van a ir en aumento según una tasa disipativa definida por el usuario, hasta el número de nodos que ya anteriormente fue definido (N_x & N_y). Estas tasas de disipación para este proyecto fueron llamadas de la siguiente manera: para el eje de *Simetría* el nombre de la variable se denomina (i_y) y para el contorno donde se encuentra la *Placa de Impacto*, se llamo (i_x) . Estos parámetros permitieron controlar los refinamientos en las zonas más importantes de estudio y donde se hace necesario su uso, debido a la existencia de gradientes en parámetros que gobiernan el flujo, también para lograr visualizar cuales tienen mayor influencia dentro los resultados y que en consecuencia se logró tener un control de malla que permita una evitar uso innecesario de nodos en nuestro dominio computacional, ver *Fig. 9*.

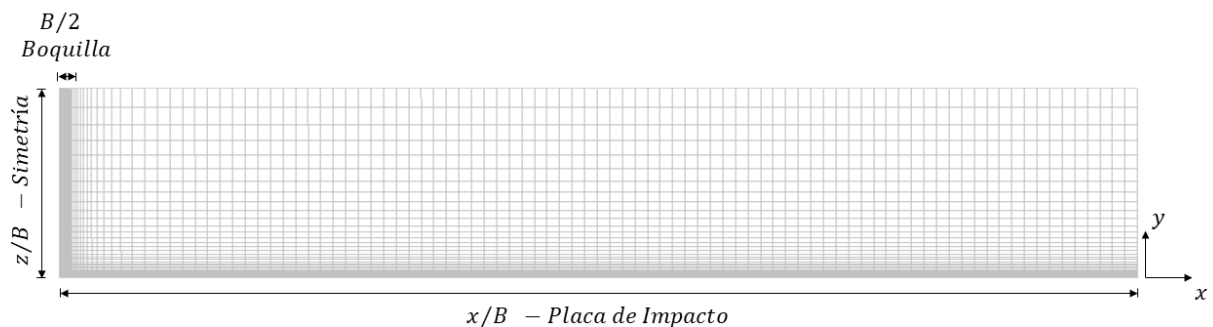


Fig. 9 Malla típica utilizada para el dominio computacional

Fuente. Autor del Proyecto

En consecuencia, los parámetros mencionados juegan el papel de determinar la malla a usar para la geometría que se piensa exponer en la simulación, no obstante, los parámetros fueron puestos en evaluación para ver su efecto en el *número de Nusselt* evaluado en el punto de estancamiento y en segunda instancia para verificar que el valor de el y^+ sea aproximado a la unidad, asimismo también se tuvo en cuenta para la malla que el valor de la relación de aspecto, denominada como *AR* por sus siglas en inglés “*Aspect Ratio*”, estuviera dentro de un valor que no excediera las tres cifras; este valor es importante ya que nos ayuda tener control de las celdas, que por defecto al introducir nuestros parámetros, no tiendan a ser demasiado grandes en relación con su ancho y

alto, haciendo que la celda no exceda un valor que conlleve a la pérdida de información y además que intervenga dentro de los resultados esperados, los cuales se pretende estén dentro de un margen de error.

Para determinar la influencia de los parámetros, se adoptó la siguiente metodología:

- Selección la geometría, modelo de turbulencia y condiciones de flujo; por ejemplo, en la *Tabla 6* se utilizó: la geometría de $Z/B = 14$, el modelo de turbulencia “*Transición SST*” y un *número de Reynolds* de 22000.
- Se fija un valor constante, mientras el resto de factores permanecían constantes, como se muestra en la *Tabla 6* en cada numeral.
- Los valores de *Tasas de inflación* se mantuvieron constantes para todos los casos estudiados en simulación.
- Por último, y^+ se mantuvo en un valor aproximado a uno.

Según lo anterior y en consecuencia con la *Tabla 6*, en el primer numeral establecen valores para todos los parámetros con el fin de evaluar en primera instancia el y^+ ; como tal este valor depende directamente de la distancia d_y , la cual fue variada para estar cerca del valor esperado en el y^+ . Por consiguiente, en el numeral dos se estudia el efecto de la distancia d_x , bajo la variación de este parámetro, notando que no existe una relación significativa en los resultados de y^+ & Nu_o .

En los numerales cuatro y cinco se hace referencia a la variación de dos parámetros, para el primero, se muestra la influencia del número de nodos en la zona de impacto N_i y para el segundo se muestra el cambio del número de nodos sobre la placa de impacto N_x ; sin embargo, según los resultados obtenidos en esas simulaciones, se denota que no existe una influencia significativa en los resultados del *número de Nusselt* en el punto de estancamiento (Nu_o).

Entre los parámetros de la malla, se destaca un aspecto que posee una gran influencia en el resultado del *número de Nusselt* evaluado en el punto de estancamiento (Nu_o). No obstante, en los resultados se logra visualizar que a medida que aumenta este parámetro el resultado del *número de Nusselt* tiende a ir en un aumento proporcional; este parámetro es el número de nodos en el eje de *simetría* (N_y), evaluado en el numeral tres de la *Tabla 6*.

Este procedimiento realizado fue repetido para todos los modelos con sus respectivas geometrías, para poder determinar en primer lugar la distancia d_y necesaria para mantener el valor de y^+ aproximado a uno, debido a que para algunos casos cambian las condiciones de flujo y por otro lado al aumentar el valor de Z/B en las geometrías de estudio, se hace necesario en algunos casos el cambio de dicha distancia. Sin embargo, al notar una variación de los resultados del *número de Nusselt* en el punto de estancamiento Nu_o con respecto al aspecto de malla N_y , se hace necesario considerar correlacionar dichos términos con el fin de estipular para que valor de N_y se puede esperar que los resultados de transferencia de calor en el punto de estancamiento no van a variar con respecto al cambio de la densidad de malla, en otras palabras, garantizar que los resultados obtenidos sean independientes de algún cambio sustancial en la

mallas; conlleva a adoptar una metodología que nos permita determinar la malla a ser utilizada por cada geometría.

Para cada modelo se correlaciono estos dos parámetros, en principio se seleccionó un ancho de boquilla “1/8 in”, luego se dividió por condiciones flujo, es decir, para cada *número de Reynolds* Re se seleccionan las geometrías más críticas. De esta forma, se seleccionan tres geometrías $Z/B = 14, Z/B = 20$ & $Z/B = 40$, para evaluar el comportamiento bajo el cambio de densidad de malla. Por otro lado, los factores de malla se mantuvieron constantes para la relación de N_y vs Nu_o , desde distancias obtenidas d_y y hasta los otros aspectos como N_i, N_x, d_x, i_x e i_y , ver Fig. 10.

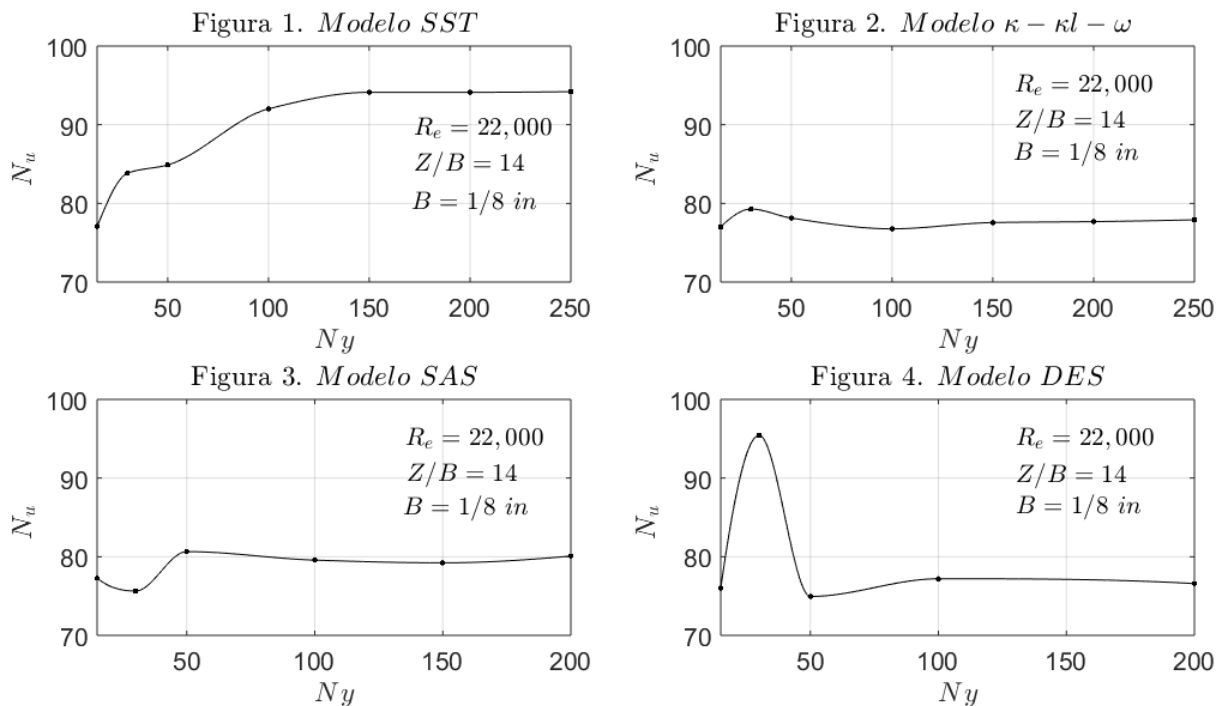


Fig. 10 Ejemplo de la relación de N_y vs Nu_o por cada modelo de turbulencia para: $Re = 22000, Z/B = 14$ & $B = 1/8$ in

Fuente. Autor del Proyecto

Al correlacionar dichos parámetros se obtiene que a medida que aumenta el número de nodos N_y , y en general para todos los modelos de turbulencia evaluados en este proyecto, se denota, en primera medida que algunos tienden a ir en aumento monotonico en el Nu_o , sin embargo y en general la gran mayoría a partir de un cierto número de nodos, tiende a converger en un valor de Nu_o . No obstante, esto nos permite tener certeza de que malla utilizar para el análisis, no obstante, con estas simulaciones se logra denotar una alta inferencia de los nodos N_y sobre el resultado. Por otra parte, los modelos URANS tienen un comportamiento inestable y muy similar entre ellos; para los modelos RANS se logra observar que el comportamiento tiende a ser más estable, como se muestra en la Fig. 10.

4.2.2 Criterios de Convergencia.

Consecuente a la validación de los resultados de simulación, para garantizar homogeneidad en los resultados se hace uso de criterios que permitan determinar según el paso de las iteraciones, cuando la simulación alcanza la convergencia, lo que conlleva a que los resultados no cambiaran con cada iteración. Por otra parte, por defecto ANSYS FLUENT monitorea como parámetros importantes: Energía, continuidad, velocidad en x , velocidad en y ; estos parámetros son monitoreados en todas las simulaciones, sin embargo dependiendo el modelo de turbulencia, se agregan los parámetros de estas ecuaciones, por ejemplo: para los modelos " $\kappa - \varepsilon$ o $\kappa - \omega$ " se monitorea los valores de la energía cinética turbulenta κ , la tasa de disipación de energía cinética ε , la razón de disipación de energía ω ; según el parámetro y ecuaciones que modelo está trabajando, se monitorean estos datos hasta lograr su convergencia, ver Fig. 11.

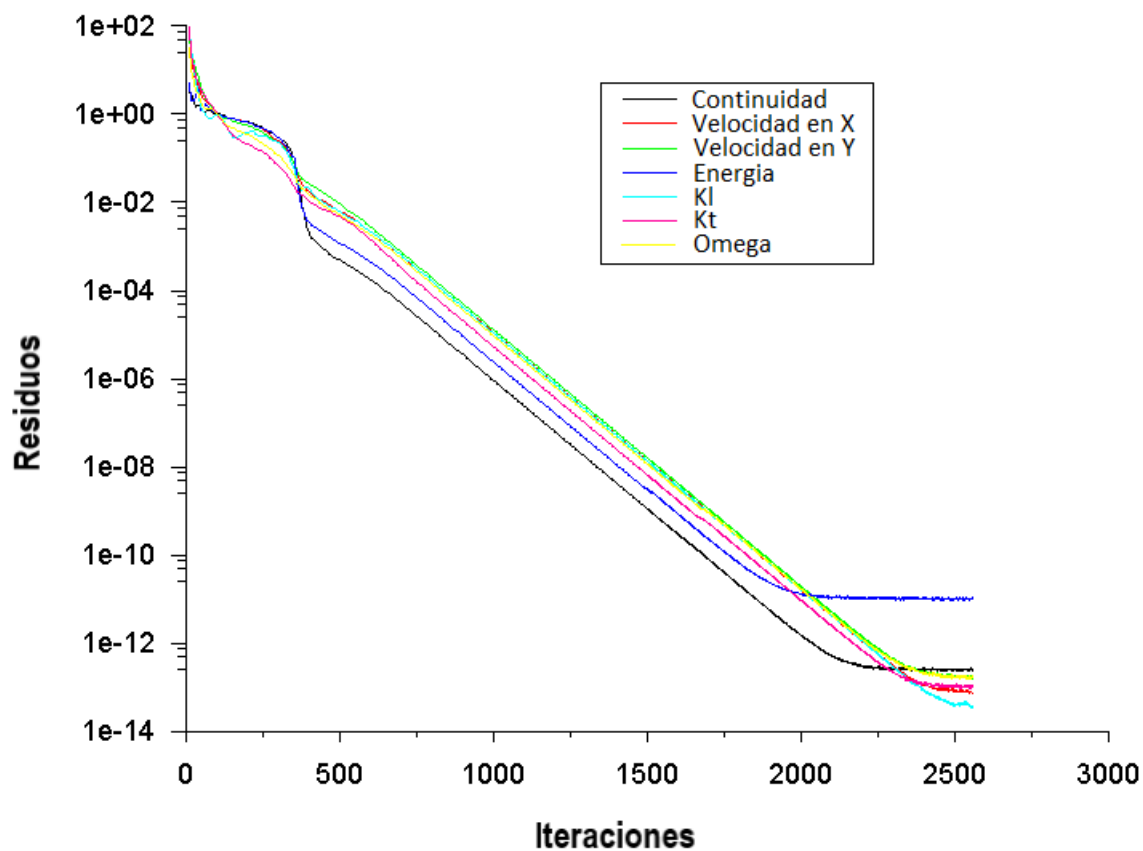


Fig. 11 Historial de convergencia para residuos normalizados

Fuente. Autor del Proyecto

La convergencia de estos parámetros está dada usualmente cuando cada adición de los residuos es menor al valor ordenado por quien realiza la simulación, además teóricamente se considera que existe una convergencia cuando hay *estabilidad* y *consistencia* en los resultados (Tu, Yeoh, & Liu, 2013).

De esta manera, para todas las simulaciones se establece un criterio de convergencia cuando los factores ya mencionados anteriormente se encuentren por debajo de 10^{-3} , no obstante, estos parámetros no son el único parámetro monitoreado para el estudio, de esta forma, se monitorea un parámetro físico “*Tasa Total de Transferencia de Calor*” sobre la placa de impacto, dato importante para nuestro análisis, para el cual se espera que para nuestro caso en cada simulación sea menor a 10^{-10} , según el paso de las iteraciones y que además se mantenga constante.

Un historial de convergencia de este parámetro es mostrado en la Fig. 12 y en la Fig. 11 se muestra un historial de convergencia de todos los residuos normalizados para el modelo de turbulencia *Transitorio* $\kappa - \kappa l - \omega$, cada residuo es el error absoluto que se determina con el paso de las iteraciones. Para el caso de la Fig. 11 se muestra la convergencia de las ecuaciones que vienen implícitas en el modelo de turbulencia, es decir, para *continuidad*, *velocidades en las dos componentes geométricas*, *energía*, κ , κl y ω .

Para el caso de residuos y el monitor de la *Tasa Total de Transferencia de Calor* que son mostrados en la Fig. 11 y Fig. 12, son obtenidos de una misma simulación, bajo los siguientes parámetros: $Re = 22,000$, $Z/B = 14$ y $B = 1/8$ in.

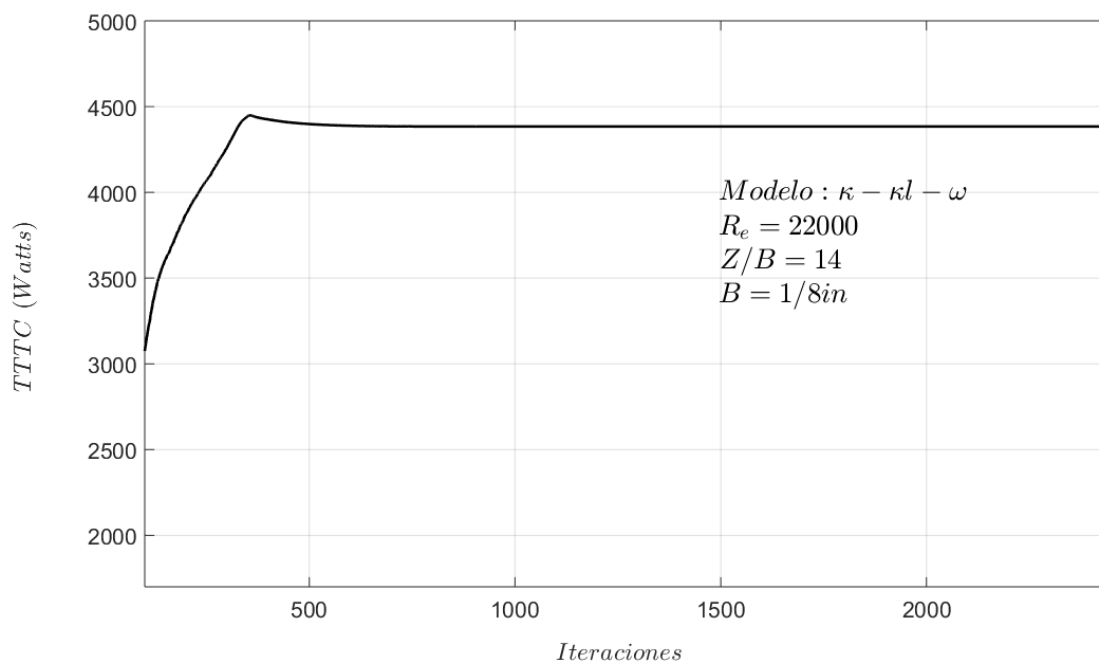


Fig. 12 Historial de convergencia en la Tasa Total de Transferencia de Calor (TTTC) sobre la placa de impacto

Fuente. Autor del Proyecto

CAPÍTULO 5. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Diferentes casos fueron realizados para investigar la influencia de varios parámetros sobre la transferencia de calor de un chorro simple impactando en una placa plana, haciendo énfasis en el punto de estancamiento. Los resultados presentados a continuación, son exhibidos bajo una distribución de diferentes alturas de un chorro simple, sobre el impacto de este en una placa plana isotérmica, no obstante, nuestro parámetro de interés está dado bajo la transferencia de calor, regulado en la forma de *número de Nusselt* ($Nu_o = \frac{h_o B}{k}$) en el punto de estancamiento, donde el *coeficiente de transferencia de calor* está dado por: $h_o = \frac{q_o}{T_w - T_j}$, y que por otra parte ANSYS FLUENT determina el cálculo del *Flujo de Calor* (q_o) sobre la placa y el punto de interés.

Estos parámetros de estudio proveen una larga validación de datos, ya que estas medidas ayudan a cuantificar los fenómenos que ocurren a la hora de impactar el chorro sobre la placa, en la zona más crítica de la geometría “*zona de impacto*”. Los diferentes fenómenos fueron validados bajo la promoción de estudio de parámetros a través de simulaciones que permitieron hacer un correspondiente análisis y comparación de los resultados en el punto de estancamiento, expuestos bajo la comparación de diferentes modelos de turbulencia.

5.1 Física del chorro impactante.

El fenómeno físico que se presenta cuando el chorro impacta la placa posee grandes características que afectan directamente la *transferencia de calor*, debido a que existen dos parámetros altamente influyentes que intervienen en dicha medida, además de que dichos parámetros se encuentran también relacionados. Estos dos parámetros son la *velocidad* y la *turbulencia*, cuantificada a través de la *energía cinética turbulenta* por medio de la visualización del cambio presente a diferentes alturas de chorro sobre la línea simetría o línea del núcleo potencial del chorro, dentro de los cuales se mencionará más adelante.

Cuando el chorro entra al dominio y desciende hasta impactar sobre la placa plana, está expuesto a varias transformaciones en el flujo, que van desde pérdida de energía cinética hasta cambios de dirección; sin embargo, se observa en la *Fig. 13* que el chorro conserva las tres regiones mencionadas por Glauert, 1956 a medida que procede por la línea central del flujo “*R1-R2-R3*”, haciendo alusión a lo ilustrado en la *Fig. 1*.

El chorro sale de la boquilla con una velocidad uniforme y esta se conserva por una distancia corta, luego de esto el fluido entra a disposición con el medio, pero a medida que desciende este se va disipando. Como se aprecia en los perfiles de velocidad sobre la simetría, los vectores en la entrada poseen una magnitud mayor a los vectores cerca de la placa siendo más homogéneos y conservando un orden en la salida de la boquilla, no obstante, el perfil de velocidad en la llegada de la placa se encuentra mucho más esparcido sobre el dominio que el perfil de entrada, esto efecto de la disipación del chorro

a medida que interviene con el medio en el que se encuentra y por secuela de los gradientes de presión adversa.

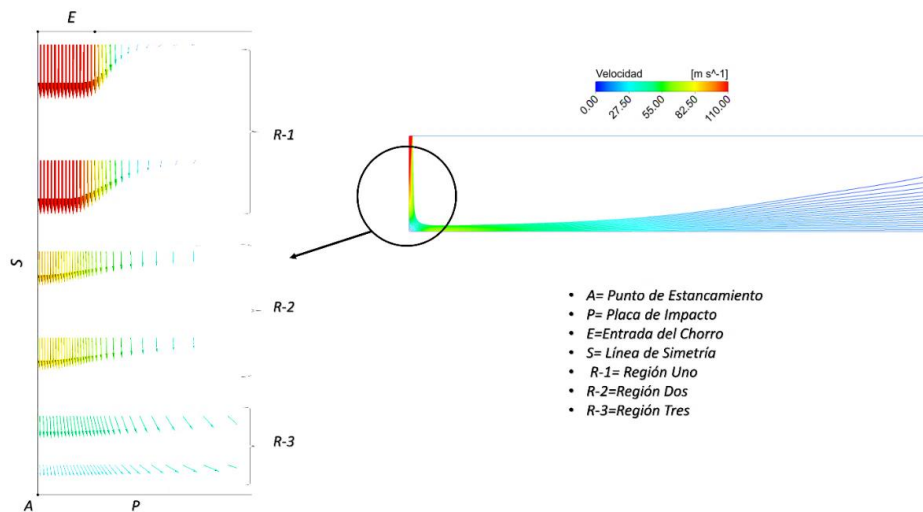


Fig. 13 Vectores de velocidad para el chorro impactante sobre la placa

Fuente. Autor del Proyecto

Este fenómeno muestra que el *número de Nusselt* va a estar afectado por la velocidad de llegada a la placa, pero también debido a el nivel de turbulencia que existe sobre el flujo, no obstante, los niveles de turbulencia se encuentran influenciados de dos formas: por el nivel de turbulencia que existe en la salida de la boquilla y por los niveles generados por efecto de interacción entre el chorro y el medio, de esta manera, se espera que el valor de *número de Nusselt* dependa de la velocidad y nivel de turbulencia con la que impacta el chorro.

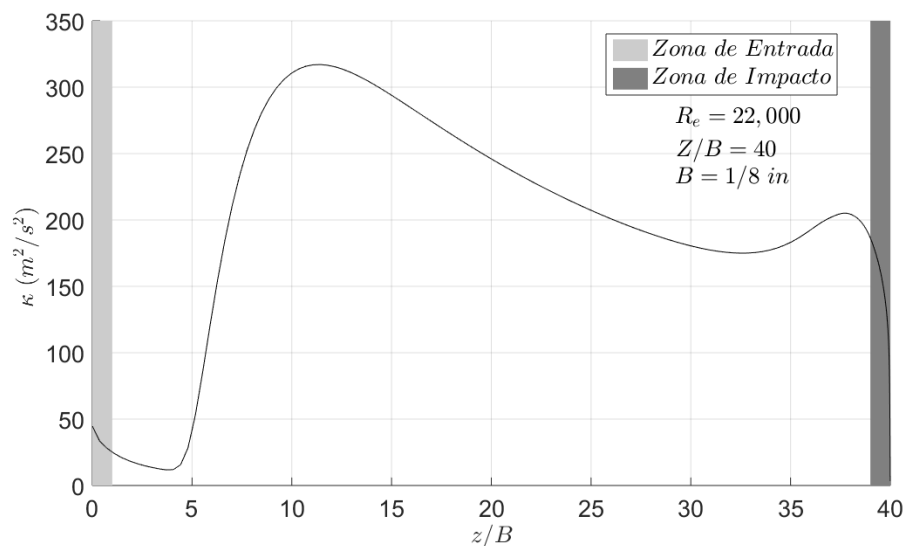


Fig. 14 Energía Cinética Turbulenta sobre el Eje de Simetría para $Z/B = 40$

Fuente. Autor del Proyecto

Diferentes parámetros ya mencionados en el *CAPÍTULO 2* son estudiados, sin embargo, es importante adelantar las características de lo que sucede con la velocidad y energía cinética turbulenta luego de que el fluido sale de la boquilla, y en adición, para visualizar su variación al ser expuestas a diferentes alturas de chorro y placa de impacto. De esta forma, se tomaron dos alturas de las simulaciones realizadas, desde la altura más cercana a la boquilla hasta la más alejada de la misma, con el propósito de representar lo que pasa sobre el eje de simetría en los extremos geométricos de ambos parámetros. En la *Fig. 14* se muestra para una altura de cuarenta veces el ancho de la boquilla, lo que sucede con la energía cinética turbulenta luego de la entrada y como varia sobre el eje central del flujo hasta el impacto del chorro sobre la placa, lo mismo sucede en la *Fig. 17* para el otro tipo de altura, el cual esta evaluado para una altura de catorce veces la boquilla. Por otra parte, en la *Fig. 15* se compara para una z/B de cuarenta la velocidad sobre el eje central del núcleo potencial del chorro y en adición se expone lo mismo para la altura de catorce, en la figura *Fig. 18*.

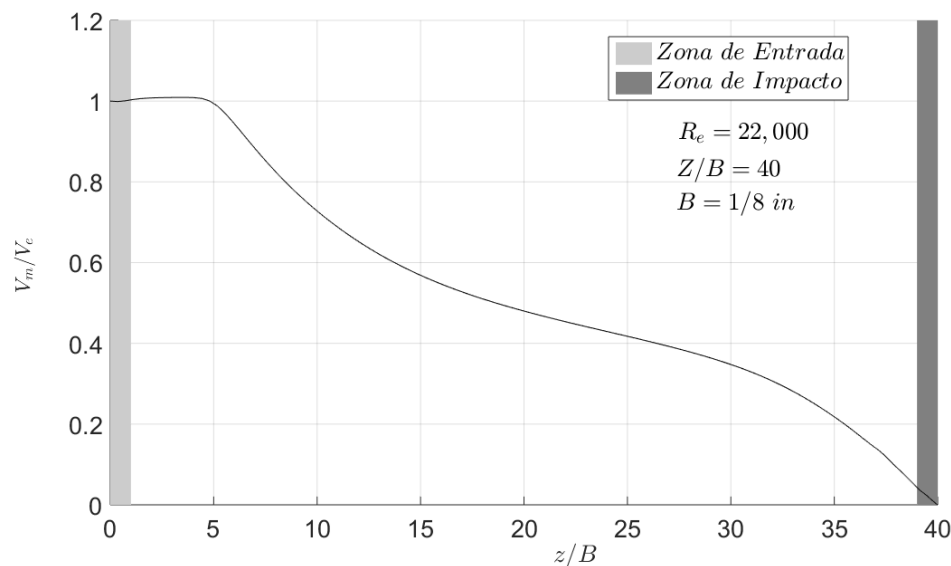


Fig. 15 Velocidad axial a través de la línea central del eje de Simetría de $Z/B = 40$

Fuente. Autor del Proyecto

Como se ilustra en las imágenes, el chorro a medida que sale de la boquilla va perdiendo energía cinética mientras se acerca a la placa plana, esto se ve reflejado por varias razones, una de ellas, es que durante el descenso el chorro se va expandiendo y perdiendo velocidad, independiente de la altura de la boquilla, no obstante, la porción de flujo con la que entra el fluido conserva su energía de entrada a la misma altura, independiente de la posición en la que se encuentra la placa, a partir de la entrada la velocidad es capaz de preservarse hasta más o menos cinco veces el ancho la boquilla ($z/B \approx 5$), es decir, la velocidad es la misma de la salida de la boquilla, para ambas posiciones de placa, como se puede ver en la *Fig. 15* y *Fig. 18*, sin embargo, esto hace referencia a la *región de establecimiento de flujo* mencionada por Glauert, 1956 y por otro lado muestra también el mismo resultado del estudio experimental de Gardon & Akfirat, 1965 quien determinaron esta misma zona donde se conserva la velocidad de

salida de la boquilla para el chorro hasta la distancia de boquilla-placa de aproximadamente cinco anchos de boquilla, a partir de este momento el chorro empieza a perder energía debido a la disminución de velocidad. Por otro lado, cabe anotar que el comportamiento de velocidad tiende a ser mismo, y como ya fue mencionado, es independiente de la altura de la boquilla a la placa, a diferencia que a un ochenta y cinco por ciento (85 %) del recorrido en la simetría, la velocidad tiende a ir rápidamente a cero. Es decir, si comparamos la velocidad desde el final de la Región I hasta una altura de diez anchos de boquilla en la Fig. 16, se puede observar que el valor de velocidad es aproximadamente el mismo para ambas curvas, además, se observa que a partir de esta distancia ya no será el mismo valor debido a que la velocidad decrece rápidamente al entrar en la región de impacto.

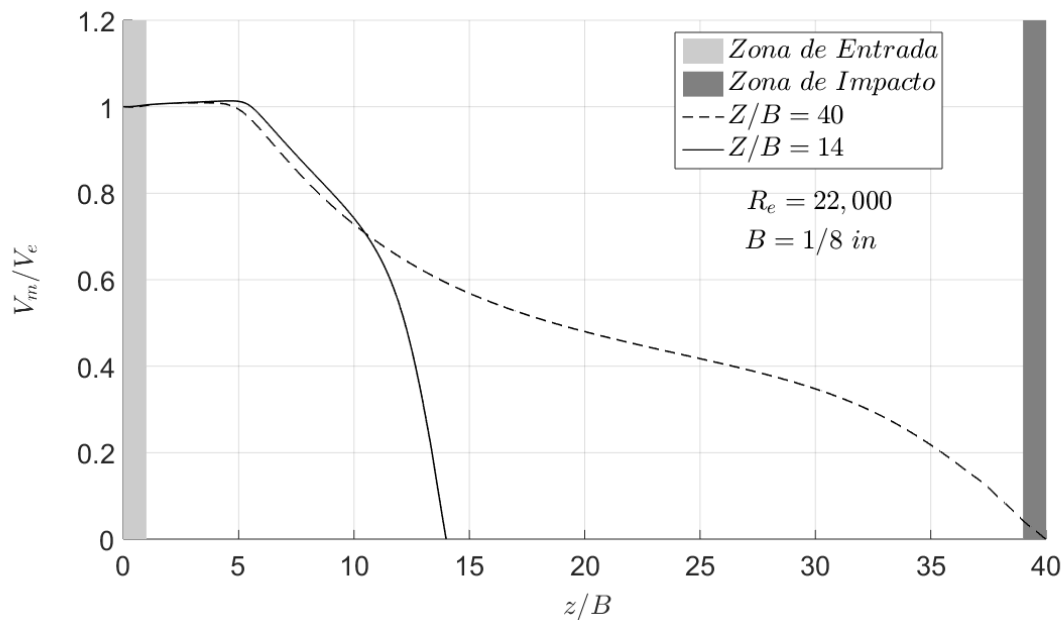


Fig. 16 Comparación de velocidades axiales a través de la línea central del eje de simetría para $Z/B = 14$ y $Z/B = 40$

Fuente. Autor del Proyecto

Un comportamiento similar tiene la turbulencia sobre el núcleo potencial del chorro, sin embargo, el comportamiento tiende a ser parecido para ambas posiciones de placa; para $z/B = 40$ se es visible que existe un pico de turbulencia en aproximadamente once veces el ancho de la boquilla ($z/B = 11$), como se muestra en la Fig. 14. Por otra parte, en la Fig. 17 se observa que este pico de turbulencia sucede apropiadamente un poco más de trece veces el ancho de boquilla, a pesar de esto, este pico hace alusión al máximo valor de transferencia de calor cuando se evalúa en el punto de estancamiento; Gardon & Akfirat, 1966 obtuvieron un gráfico de datos para varios números de Reynolds y varias alturas de placas, en donde se cuantifica que independiente de cual sea la velocidad en la salida de la boquilla y el propio ancho de esta, siempre se va a tener un pico de transferencia de calor en rango entre los diez anchos de boquilla hasta los trece ($10 \leq z/B \leq 13$), es decir, el pico máximo de transferencia de calor es semejante al pico máximo de turbulencia en el mismo rango de alturas de boquilla, esto puede observarse

en la Fig. 2 donde se presta atención a la variación del *número de Nusselt* con respecto a la distancia adimensional z/B .

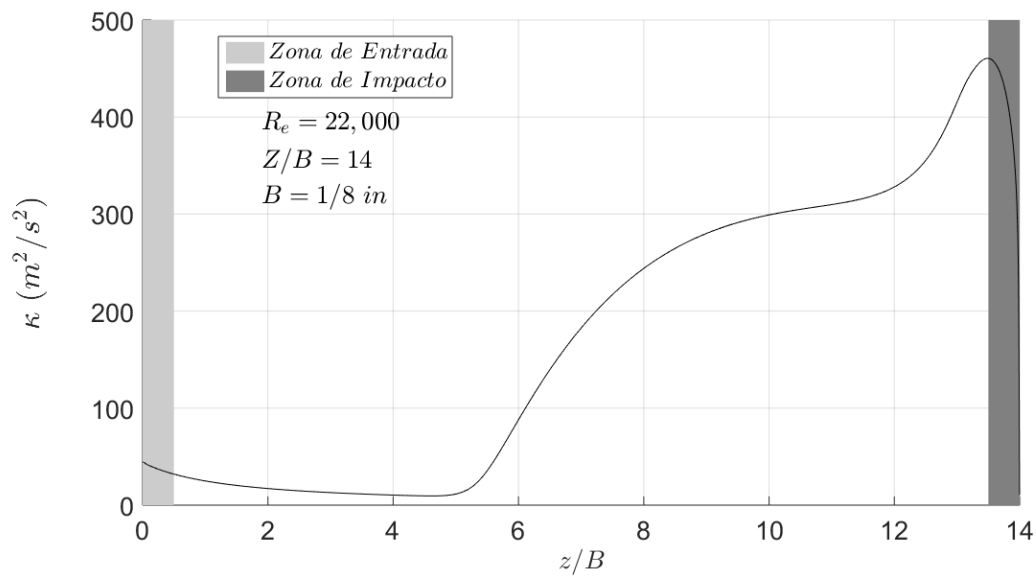


Fig. 17 Energía Cinética Turbulenta sobre la Simetría para un $Z/B = 14$.

Fuente. Autor del Proyecto

En la Fig. 2 se muestra que a medida que nos alejamos de la boquilla se va aumentando rápidamente el pico de transferencia de calor hasta llegar al pico ya mencionado, luego de esto a medida que nos alejamos de la boquilla este valor tiende a disminuir monotonicamente, comparable con el caso de turbulencia.

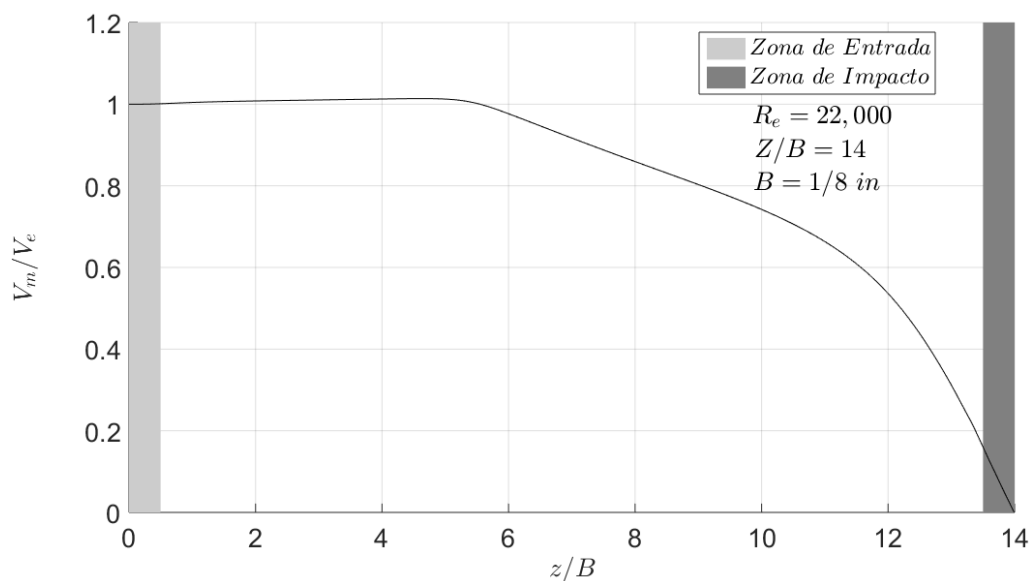


Fig. 18 Velocidad axial a través de la línea central del eje de Simetría de $Z/B = 14$.

Fuente. Autor del Proyecto

Por otro lado, cabe detallar que el pico de turbulencia en magnitud es mayor cuando se encuentra mas cerca de la boquilla, es decir, en la *Fig. 17* se muestra que el maximo para una distancia adimensional $z/B = 14$, el pico de energia cinetica turbulenta esta cerca no a los $460 \text{ m}^2/\text{s}^2$, mientras que para $z/B = 40$ el maximo de turbulencia se encuentra aproximadamente a los $320 \text{ m}^2/\text{s}^2$, lo que comprueba tambien que estando en estos rangos geomtricos se puede obtener un maximo pico de tranferencia de calor, teniendo las mismas características de flujo. Además, es de anotar que existe un segundo pico maximo, el cual sucede para geometrias mayores a $z/B = 20$, este pico ocurre momentos antes cuando el chorro esta cerca de impactar la placa.

5.2 Transferencia de Calor por Impacto

Datos de experimentales de *transferencia de calor por impacto*, evaluado para una placa plana estacionaria isotérmica por medio de un chorro turbulento, se encuentran disponibles en la literatura, más específico bajo la selección del trabajo de Gardon & Akfirat, 1966, en el cual se estudian efectos de expansion del *número de Reynolds*, variacion de ancho de boquillas y el efecto de la altura del chorro con respecto a la placa de impacto. Este trabajo experimental suministra una base solida para exponer en comparacion la prediccion de la transferencia de calor, con evaluacion especial en el punto de estancamiento bajo los resultados obtenidos numericamente en este trabajo, ya que es quizas el punto mas importante de estudio, razón por la cual estos parametros ya han sido foco específico de estudio en otros trabajos de investigacion. Sin embargo, sigue haciendose importante determinar las características de los modelos de turbulencia para esta aplicación, para asi dar un enfoque especial a diferentes diciplinas de diseño. En este trabajo se pretende evaluar diferentes modelos de turbulencia, y su precision para la prediccion de la *transferencia de calor* en el *punto de estancamiento*, bajo la variacion de diferentes parametros, como los evaluados por Gardon & Akfirat, 1966. Es de aclarar que todos los resultados de simulacion se encuentran cerca de $y^+ \cong 1$.

En el intento de evaluar estos parametros por medio las condiciones expuestas en el trabajo de Gardon & Akfirat, 1966 a traves de su correlacion propuesta para el *punto de estancamiento*, los siguientes casos fueron considerados para simulacion en la *Tabla 7*, y por otra parte todos los parámetros de estudio para este trabajo se muestran en la *Tabla 5*.

Tabla 7 Matriz de casos analizados y comparados con datos experimentales

	<i>Z/B</i>					
<i>Re – B</i>	14	20	25	30	35	40
11,000 – 1/4 in						
11,000 – 1/8 in	x	x	x	x	x	x
22,000 – 1/4 in	x					
22,000 – 1/8 in	x	x	x	x	x	x

Fuente. Autor del Proyecto

En este trabajo se evaluaron parámetros críticos y determinantes en la predicción de la *transferencia de calor*, dichas medidas son variadas en efecto por diferentes simulaciones de flujo y como ya fue mencionado, la atención especial se encuentra en el *punto de estancamiento*. Para empezar, el primer parámetro que se encuentra implícito en este estudio es el análisis del efecto de la *Intensidad de Turbulencia* a la salida de la boquilla, factor crítico además de la turbulencia natural que existe en la salida de la boquilla debido a que dicho factor interviene en la predicción de la *transferencia de calor* en el *punto de estancamiento*, como lo determino Gardon & Akfirat, 1965 bajo el uso de promotores de turbulencia en la salida de la boquilla, los cuales incrementaban de 2.5 % a 18 % la *intensidad de turbulencia*. Es este estudio visualizan la gran influencia de este parámetro, mostrando que la *transferencia de calor* se encuentra altamente influenciada por el incremento de este factor, más notablemente para espacios entre placa y boquilla reducidos, sin embargo, para espacios más grandes los valores de *transferencia de calor* no son tan afectados en el *punto de estancamiento* pero si se encuentra una influencia marcada, esto debido a que en espacios más pequeños la turbulencia influye sobre la región mixta.

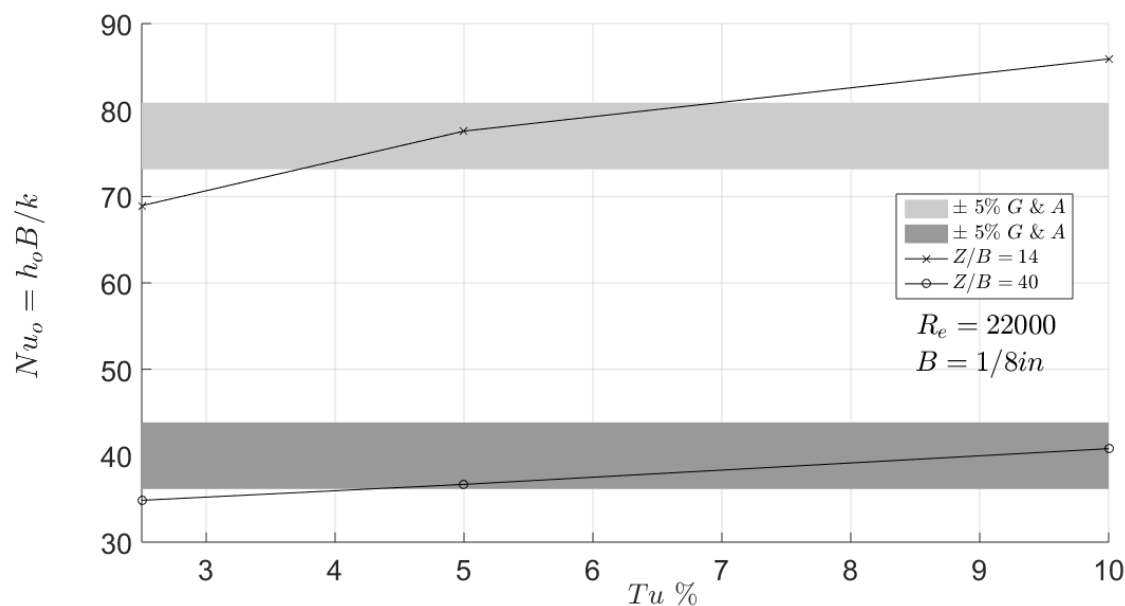


Fig. 19 Comparación de la predicción del Numero de Nusselt en el Punto de estancamiento por medio de varias Intensidades de Turbulencia en la salida del chorro

Fuente. Autor del Proyecto

Se tomaron dos geometrías para este análisis ($Z/B = 14$ & $Z/B = 40$) al ser analizadas a través de tres valores de *intensidad de turbulencia*, para visualizar la influencia de este parámetro en la simulación; en comparación con la correlación de G&A, estos datos experimentales son evaluados para ambas geometrías, presentados en la Fig. 19 como regiones de color gris, quienes representan el 5 % de error de la correlación expuesta en el trabajo experimental de Gardon & Akfirat, 1966.

En la *Fig. 19* se puede notar que existe una variación de los resultados para cada tipo de T_u , lo cual se denota cambios en la predicción del *número de Nusselt* en el *punto de estancamiento* dependiendo del aumento de este parámetro, es decir, es notable que la relación es proporcional ya que medida se aumenta el valor de la *Intensidad de Turbulencia* la predicción del *número de Nusselt* también aumenta, sin embargo, se muestra también que los cambios más bruscos se derivan para los espaciamientos de boquilla y placa más pequeños, como es el caso de $Z/B = 14$ que se observa una diferencia más grande en los resultados de la predicciones en el *número de Nusselt* en el *punto de estancamiento*. Por otro lado, para $Z/B = 40$ se denota una influencia directa en las predicciones, no obstante, no es una variación muy señalada. Cabe recalcar que entre más pequeño sea el espacio entra la placa y la boquilla, se puede encontrar quizás más diferencias en la predicción de la *transferencia de calor* en la zona de impacto, como lo cuantifico Gardon & Akfirat, 1965 en su trabajo.

Se tomaron dos anchos de boquilla ranurada para probar la influencia de esta sobre *Transferencia de Calor* en la zona de impacto, como lo trabajado en el estudio de Gardon & Akfirat, 1966. Sin embargo, en dicho estudio los anchos de boquilla no involucran variación en los resultados de la predicción del *Número de Nusselt*, como es ilustrado en la *Fig. 2*, donde se ilustra para varios *números de Reynolds* y para tres tipos de anchos de boquilla el efecto que estos tienen sobre *número de Nusselt* en el *punto de estancamiento*. No obstante, cabe anotar que existe una pequeña influencia para geometrías que tenga una alta cercanía entre la boquilla y la placa, más notable para altos *números de Reynolds*.

De esta forma, se hace esta validación por medio del modelado de flujo a través de dos simulaciones hechas con las mismas condiciones computacionales, para ambas simulaciones se usaron las mismas densidades de malla, la diferencia se encuentra en las dimensiones geométricas, puesto que la evaluación de los parámetros adimensionales como la distancia de la boquilla a la placa, van en función del ancho de boquilla que para este caso fue: $Z/B = 14$. Al igual, se usaron las mismas condiciones de frontera evaluadas para ambos casos como $Re = 22,000$.

Tabla 8 Predicción Número de Nusselt en el Punto de Estancamiento para dos Anchos de Boquilla

ANCHO DE BOQUILLA (B)	Z/B	Nu_o
1/4 in	14	77.1905
1/8 in	14	77.5621

Fuente. Autor del Proyecto

Como se puede ilustrar en la *Tabla 8*, se corrobora lo explícito en el estudio de Gardon & Akfirat, 1966, donde realmente el ancho de la boquilla no posee ningún efecto directo en la predicción de *número de Nusselt* en el *punto de estancamiento*, ya que para ambos

anchos de boquilla ranurada se obtuvieron aproximadamente los mismos resultados, esto es importante también para entender que este parámetro no influye directamente en lo correlacionado para la determinación del *número de Nusselt*, es decir, las correlaciones empíricas que se han desarrollado no tienen implícito este término debido a su insignificancia para los resultados de los pronósticos de *transferencia de calor*.

En consecuencia, con los parámetros críticos ahora haremos mención del efecto del *número de Reynolds* y del espaciamento de la boquilla y la placa. Ambos parámetros poseen alta influencia en el cálculo de *transferencia de calor* en el *punto de estancamiento* como ya se ha venido mencionando. Los datos experimentales usados para este estudio tomados de la literatura son presentados en las siguientes comparaciones con respecto a los modelos de turbulencia con una franja color gris, quien es la que representa la desviación estándar de $\pm 5\%$, para la correlación propuesta en el estudio experimental de Gardon & Akfirat, 1966 en las predicciones de *transferencia de calor*.

La Fig. 20 muestra la comparación de datos para varios modelos de turbulencia evaluados en varios espaciamientos de boquilla placa que varían de $Z/B = (14 \text{ a } 40)$ para una misma condición de flujo de $Re = 22,000$, conservando también las condiciones de frontera para todos los casos, como se muestra en la Fig. 7. Es de aclarar que todos los resultados mostrados en la imagen se encuentran independientes de malla, excepto para algunos que mencionaremos más adelante.

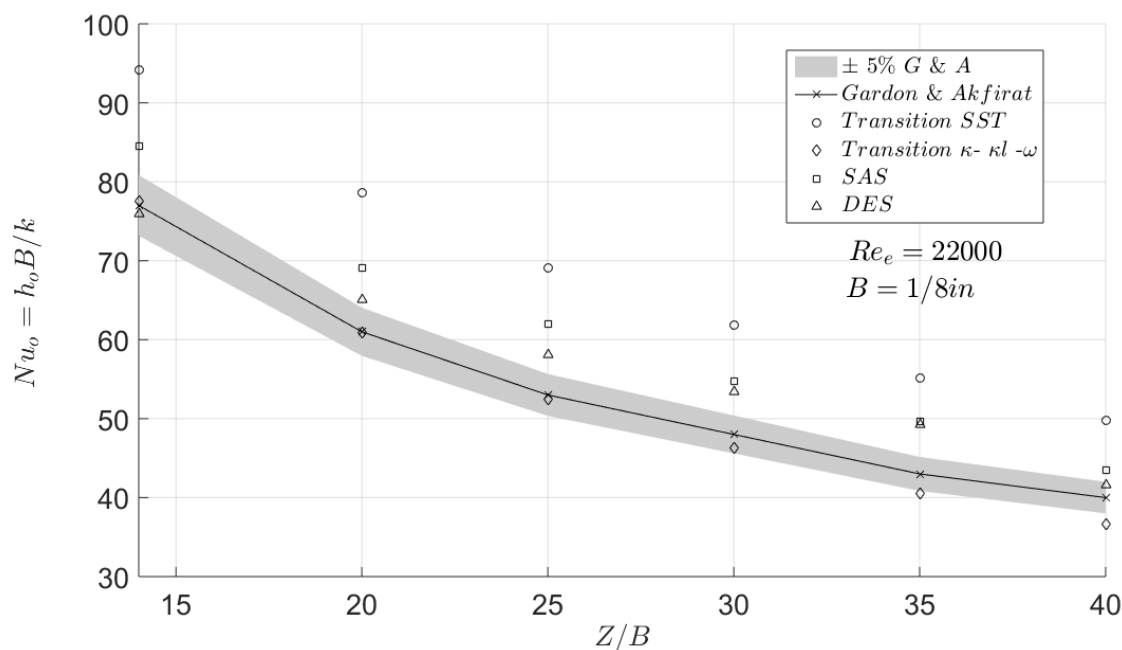


Fig. 20 Comparación de la predicción de Numero de Nusselt en el Punto de Estancamiento por los Modelos de Turbulencia en varias alturas de boquilla para un $Re_e = 22,000$.

Fuente. Autor del Proyecto

Es de notar que la gran mayoría de modelos de turbulencia evaluados a las condiciones de la Fig. 20 existe una sobre predicción en los valores calculados sobre cada espaciamento de boquilla y placa de impacto, evaluados en la correlación empírica expuesta en el estudio experimental para el *número de Nusselt* en el *punto de estancamiento*. Sin embargo, el modelo de turbulencia *Transitorio* $\kappa - \kappa l - \omega$ muestra en sus resultados un alta precisión en la evaluación del *punto de estancamiento*, de acuerdo con los datos experimentales, entre un 0.5 % a un 9 %, para estas condiciones de flujo. Las diferencias en los resultados en errores relativos porcentuales entre las simulaciones y la correlación, se muestran en la Tabla 9.

El modelo *Transitorio SST* posee buena estabilidad numérica en comparación con los otros modelos, es decir, posee buenas características en su convergencia, sin embargo, sus resultados se encuentran muy alejados de la correlación empírica, ya que sus predicciones se pueden encontrar cerca de un 26 % de error. Todas las simulaciones de este modelo se encuentran independientes de malla, sin embargo, este modelo presenta un comportamiento monotonico, cuando se aumenta el número de nodos en el eje de simetría (N_y) en la malla, ver Fig. 10 (1).

Tabla 9 Errores de predicción del Numero de Nusselt en el Punto de Estancamiento para varios espaciamentos de Boquilla-Placa bajo diferentes Modelos de Turbulencia evaluado para $R_e = 22,000$.

$R_e = 22,000$					
Z/B	$Nu_{0G\&A}$	<i>Transitorio SST</i>	<i>Transitorio $\kappa - \kappa l - \omega$</i>	SAS	DES
14	77.1	22.04%	0.57%	9.61%	1.46%
20	61.8	27.10%	1.39%	11.77%	5.29%
25	53.8	28.21%	2.64%	15.08%	7.89%
30	48.1	28.54%	3.58%	13.74%	11.04%
35	43.7	26.11%	7.17%	13.46%	12.64%
40	40.2	23.74%	8.80%	8.03%	3.43%
PROMEDIO:		25.96%	4.02%	11.95%	6.96%

Fuente. Autor del Proyecto

Los Modelos *URANS* muestran varios problemas en sus estabilidades numéricas con respecto a los resultados, por ejemplo, para el modelo de turbulencia *DES* los resultados obtenidos no son independientes de malla, ya que se espera que si se realizan algunas modificaciones en los parámetros mencionados en el Capítulo anterior (como el número de nodos en el eje de simetría (N_y)) para la malla usada en la mayoría de los casos, se vean altamente afectados los resultados para el *número de Nusselt en el punto de estancamiento*. Esto ocurre debido a que a medida que la malla se hace más densa, es mucho más difícil de lograr que los criterios de convergencia se cumplan a cabalidad, es decir, después de un cierto número de nodos en el eje de simetría (N_y) no se garantiza la convergencia, ya que la mayoría de los parámetros de que intervienen en la

convergencia tienden a ser muy inestables, como por ejemplo: la *Tasa Total de Transferencia de Calor*, la cual es monitoreada en todos los casos con los criterios expuestos anteriormente. Sin embargo, se denota que este modelo es muy sensible a los cambios de malla (Weinman, et al., 2006), Por otro lado, vale la pena aclarar que para la malla utilizada se obtienen buenos resultados para el modelo de turbulencia, no obstante, los resultados no resultan de gran valides ya que no se garantiza una independencia de malla.

Por otro lado, para el modelo SAS, se denotan buenos resultados en sus predicciones, sin embargo, los resultados mostrados en la *Tabla 9* corresponden al valor pico, el cual, para la mayoría de las simulaciones realizadas para este modelo de turbulencia, no se encuentra necesariamente en el *Punto de Estancamiento*, ya que teóricamente se debe localizar en este punto. De esta manera, para los resultados que se tienen de este modelo se utilizan los valores pico, no obstante, los resultados obtenido para el *Punto de Estancamiento* contienen errores muchos más elevados en comparación a los valores pico. Por otro lado, las simulaciones en general muestran en sus resultados que el pico de *Número de Nusselt* se encuentra aproximadamente entre tres a cinco anchos de boquilla ($Z/B = 3 - Z/B = 5$). De esta forma, en este modelo los resultados pueden estar en un rango de error entre el 12% y el 27%, como se muestra en la *Tabla 10*.

Tabla 10 Comparación de Errores para el Modelo de Turbulencia SAS para un $Re = 22,000$.

$Re = 22,000$				
$Nu_{0G\&A}$	Pico de Nu_0	Nu_0 en el Punto de Estancamiento	Error en el Pico	Error en el Punto de Estancamiento
77.1	84.5	79.6	9.61%	3.17%
61.8	69.1	51.1	11.77%	17.34%
53.8	61.9	40.2	15.08%	25.24%
48.1	54.7	32.2	13.74%	32.977%
43.7	49.6	26.9	13.46%	38.44%
40.2	43.4	21.7	8.03%	45.94%
PROMEDIO:			11.95%	27.18%

Fuente. Autor del Proyecto

En la *Fig. 21* se puede apreciar que se realizaron los mismos casos geométricos para otra condición de flujo, esta vez para un $Re = 11,000$, sin embargo, para estos casos también se garantizó la independencia de malla para todos los casos, al igual que las condiciones de frontera se mantuvieron las mismas, excepto la velocidad de entrada debido a que la condición en la entrada de chorro cambia.

En primer lugar, se denota que para estas condiciones de flujo el modelo de turbulencia *Transitorio* $\kappa - \kappa l - \omega$ desmejora en sus resultados, debido a que sus resultados para este flujo en la entrada de la boquilla bajo predicen en el *Punto de Estancamiento* para

el *Número de Nusselt*, es decir, los valores que fueron predichos por este modelo de turbulencia para todos los espaciamentos de boquilla y placa considerados, se encuentran muy por debajo del valor de la correlación experimental, como se aprecia en la Fig. 21. Sin embargo, es de notar que los resultados desmejoran en comparación con las condiciones de flujo consideradas en los casos anteriores, esto es notable debido a que la precisión obtenida para las condiciones anteriores era considerablemente alta, así mismo, se denota un aumento de error del 13% en las predicciones para las condiciones de flujo observadas en la Fig. 21, los errores puntuales para cada espaciamento entre boquilla y placa para un $Re = 11,000$ son mostrados en la tabla 11.

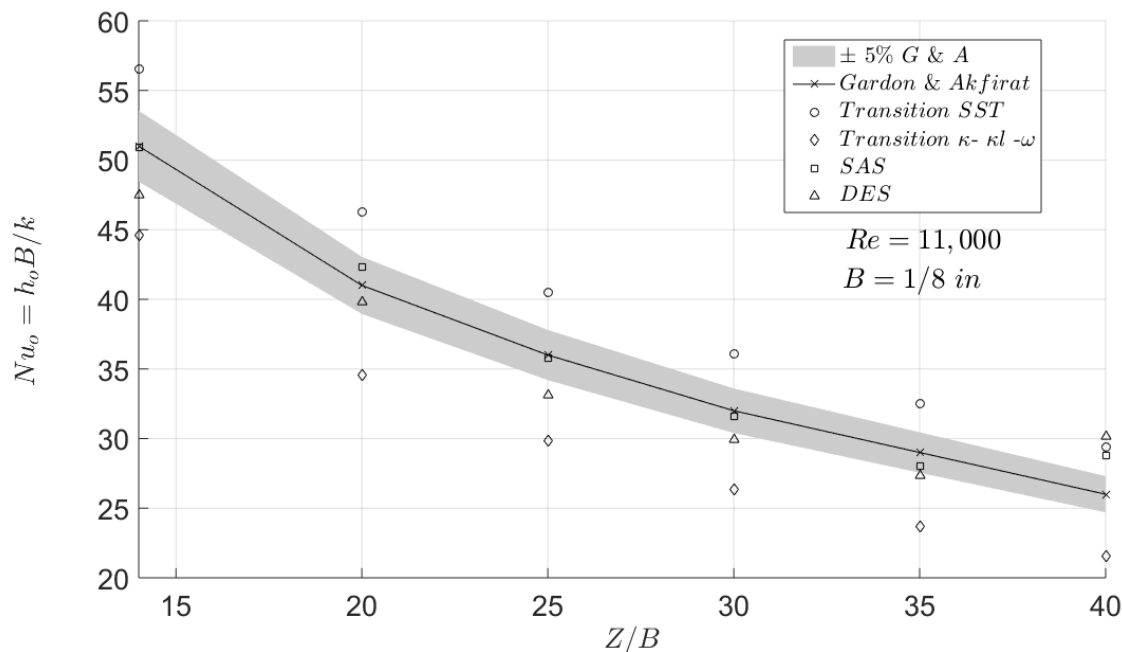


Fig. 21 Comparación de la predicción de Número de Nusselt en el Punto de Estancamiento por los Modelos de Turbulencia en varias alturas de boquilla para un $Re = 11,000$.

Fuente. Autor del Proyecto

De esta forma, para el modelo de turbulencia *Transitorio SST* presenta una mejora en sus resultados, sin embargo conserva su característica de sobre predecir los valores de *Transferencia de Calor* para el punto de impacto, no obstante, se considera que posee una buena predicción a estas condiciones en la entrada de la boquilla, luego es considerable la mejoría en sus resultados debido a que a diferencia de los resultados obtenidos para el $Re = 22,000$ su error disminuye en un 15% en promedio, como se puede apreciar en la Tabla 11. Este porcentaje es muy similar al aumento de error en la precisión del otro modelo de turbulencia *RANS (Transitorio $\kappa - \kappa l - \omega$)*.

El modelo de turbulencia *DES* para estos casos contiene el mismo comportamiento mencionado anteriormente, sin embargo, se muestra que el error promedio en sus predicciones para el *Número de Nusselt* en el *Punto de Estancamiento*, se mantiene constante bajo las dos condiciones de flujo en la entrada de boquilla, como se puede

apreciar en la comparación de la *Tabla 9* y *Tabla 11*, sin embargo, para todas las simulaciones evaluadas y mostradas en la *Fig. 21* para este modelo de turbulencia, todas cumplen con las condiciones de convergencia, a pesar de que este modelo de turbulencia presenta problemas, pero como ya se mencionó, ninguna de las mallas utilizadas para las simulaciones de los resultados mostrados se considera independiente de malla.

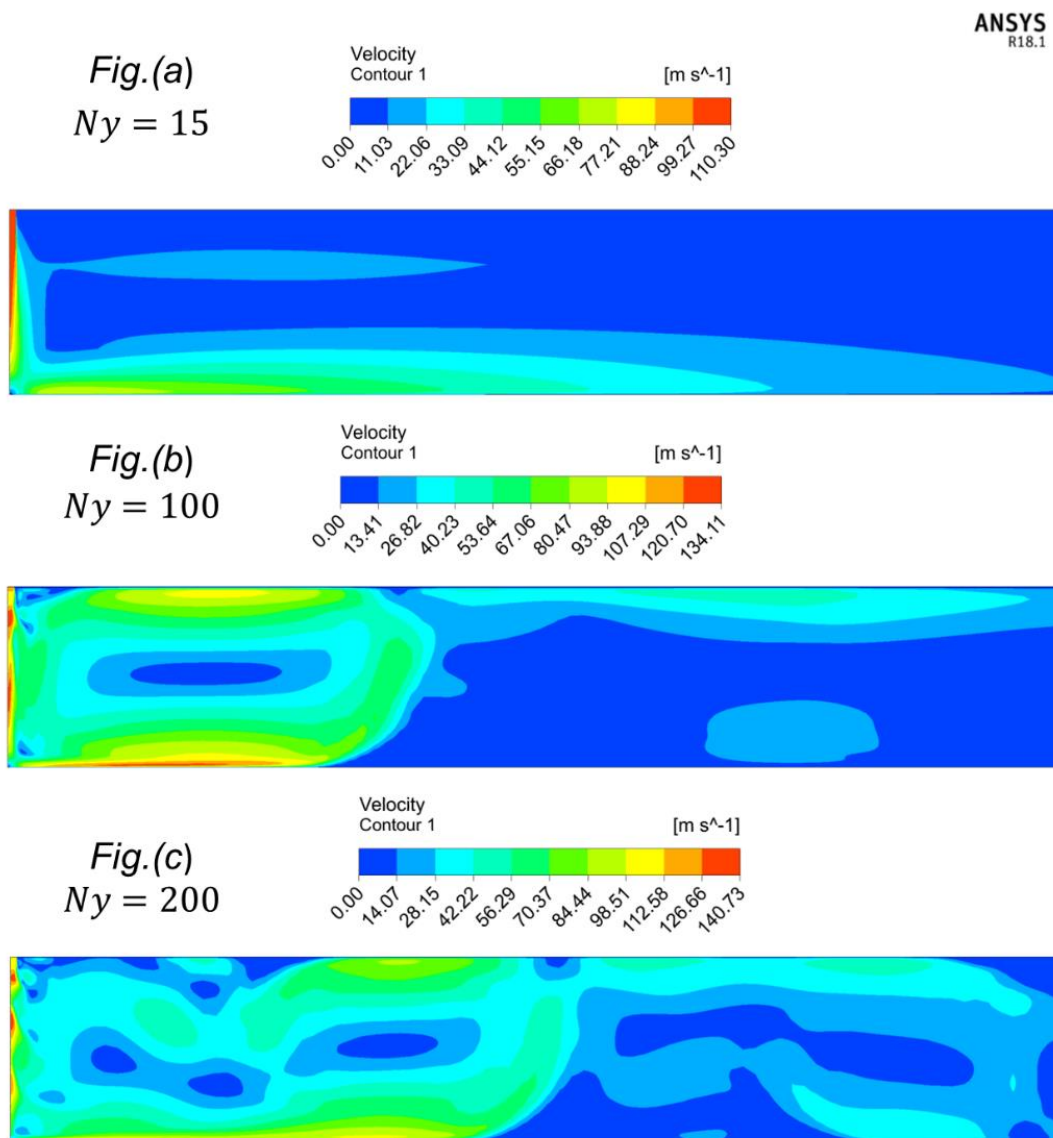


Fig. 22 Contornos de velocidad para diferentes densidades de malla por medio del número de nodos en el eje de simetría (Ny) bajo la predicción del modelo de turbulencia DES.

Fuente. Autor del Proyecto

Un ejemplo típico de las predicciones concebidas por el modelo de turbulencia *DES*, es presentado en la Fig. 22³. Como se aprecia, a medida que se aumenta la densidad en la malla, el modelo no asume buen comportamiento en la predicción del flujo. Para todos los casos considerados en las figuras Fig. 20 y Fig. 21 de este modelo de turbulencia, se utilizó el número de nodos en el eje de simetría (N_y) expuesto en la Fig. 22(a). Sin embargo, para el resto de simulaciones consideradas para todos los modelos de turbulencia, se mantuvo la misma predicción en el campo de flujo, mostrado también en la Fig. 22 (a). Por otra parte, todas las simulaciones que obtuvieron el comportamiento de las Fig. 22 (b) y Fig. 22 (c), no manifiestan una estabilidad numérica para la convergencia, es decir, los resultados de este tipo de comportamientos no poseen buena estabilidad en la predicción de los valores de *Transferencia de Calor*, *Velocidad* y demás parámetros que intervienen en el flujo; así mismo, con el pasar de las iteraciones los resultados siguen variando y el comportamiento de los contornos de velocidades persisten en la misma conducta, lo que se considera no convergido.

Tabla 11 Errores de predicción del Numero de Nusselt en el Punto de Estancamiento para varios espaciamientos de Boquilla-Placa bajo diferentes Modelos de Turbulencia evaluado para $Re = 11,000$.

$Re = 11,000$					
Z/B	$Nu_{0G\&A}$	Transitorio SST	Transitorio $\kappa - \kappa l - \omega$	SAS	DES
14	51.6	9.52%	13.56%	1.25%	8.00%
20	41.4	11.92%	16.35%	2.28%	3.69%
25	36.0	12.47%	17.21%	0.62%	7.98%
30	32.2	12.22%	18.07%	1.83%	6.87%
35	29.2	11.12%	18.91%	4.15%	6.48%
40	26.9	9.27%	20.02%	7.02%	12.05%
PROMEDIO:		11.09%	17.35%	2.86%	7.51%

Fuente. Autor del Proyecto

El número de nodos en el eje de simetría (N_y) mostrado en la Fig. 22 (a), es el que se utilizó para todas las geometrías expuestas, de las cuales se obtuvieron los resultados mostrados para el modelo de turbulencia *DES*, como ya se mencionó; sin embargo, las mallas utilizadas con este número de nodos para todos los casos fueron las únicas que lograron predecir correctamente el flujo. No obstante, se recalca que los resultados mencionados anteriormente en las Fig. 20 y Fig. 21 para el modelo de turbulencia *DES*, no se consideran independientes de malla, aunque cumplen con las condiciones de

³ Los contornos mostrados en la Fig. 22 son tomados de simulaciones hechas a las mismas disposiciones, es decir, condiciones de flujo, geometría, etc., fueron los mismos. Estas disposiciones para los tres contornos mostrados, fueron: $Z/B = 14$ para un ancho de boquilla de $B = 1/8$ in, la condición flujo fue $Re = 22,000$ y las condiciones de frontera se mantuvieron constantes, como se ilustra en la Fig. 7.

convergencia. Esto denota que el modelo de turbulencia es muy sensible a los cambios de malla.

Luego para el modelo de turbulencia SAS se muestra el mismo comportamiento para los todos los espaciamientos de boquilla y placa en las condiciones de flujo ya mencionadas, es decir, el pico de *Transferencia de Calor* no se encuentra implícito en el *Punto de Estancamiento*, sin embargo, los errores que se encuentran en el pico para este modelo poseen una exactitud considerablemente buena, como se aprecia en la *Tabla 12*, así mismo, se sigue encontrando un alto error cuando se evalúa el valor del *Número de Nusselt* en el *Punto de Estancamiento* directamente. Esto puede significar problemas para este modelo, en lo que concierne para la condición de frontera en este modelo de turbulencia. Por otra parte, para un $Z/B = 40$ el modelo de turbulencia SAS presenta los mismos problemas de independencia de malla que ostenta el modelo de turbulencia DES en la mayoría de los casos mencionado anteriormente.

Por otra parte, se encuentra en la *Fig. 21* que ambos modelos URANS tienen problemas en la predicción del *Punto de Estancamiento* para un $Z/B = 40$, debido a que se encuentran prediciendo valores mayores a los de un $Z/B = 35$, sin embargo, la presencia de esta anomalía no es una buena muestra de estos modelos de turbulencia en la predicción para geometrías de altura de boquilla y placa elevadas, debido a que físicamente el valor del *Número de Nusselt* en el *Punto de Estancamiento* y de *Transferencia de Calor* como se muestra en la *Fig. 2* y como se ha determinado en la gran mayoría de estudios experimentales, el valor de $Z/B = 35$ es mayor al de $Z/B = 40$, no obstante, a medida que disminuye el valor del *Número de Reynolds* la diferencia entre los valores del *Número de Nusselt* en el *Punto de Estancamiento* de estas dos geometrías es bastante pequeña.

Tabla 12 Comparación de Errores para el Modelo de Turbulencia SAS para un $Re = 11,000$.

$Re = 11,000$				
$Nu_{0G\&A}$	Pico de Nu_0	Nu_0 en el Punto de Estancamiento	Error en el Pico	Error en el Punto de Estancamiento
77.1	50.9458	44.1332	1.25%	14.46%
61.8	42.3016	32.2624	2.28%	21.99%
53.8	35.7887	23.7241	0.62%	34.12%
48.1	31.5763	19.2495	1.83%	40.15%
43.7	28.0181	16.6549	4.15%	43.03%
40.2	28.7985	16.183	7.02%	39.86%
PROMEDIO:			2.86%	32.27%

Fuente. Autor del Proyecto

Todos los modelos obtuvieron diferentes comportamientos, unos tuvieron buenos resultados como otros no, sin embargo, los modelos no presentan habilidades notorias para la predicción de la *Transferencia de Calor por Impacto*. En la *Tabla 13* se visualizan los errores promedio relativos de los resultados obtenidos por todos los modelos de turbulencia, obtenidos para los dos *Números de Reynolds* evaluados en este proyecto.

Como se aprecia, el modelo *Transitorio SST* es quizás quien menos precisión presenta en los resultados, seguido de esto el modelo de turbulencia *Transitorio $\kappa - \kappa l - \omega$* presenta buenos resultados, se puede esperar que para todas las predicciones se consigue estar cerca a un 10% de error. Por otro lado, hay que mencionar que los modelos de turbulencia *RANS* en comparación con los *URANS* presentan mejor comportamiento en términos de convergencia y estabilidad en sus resultados.

Tabla 13 Errores promedio para todos los modelos de turbulencia.

MODELOS DE TURBULENCIA:	TRANSITORIO SST	TRANSITORIO K-KL-Ω	PICO SAS	PICO PUNTO DE ESTANCAMIENTO SAS	DES
ERROR PROMEDIO:	18.5%	10.7%	7.4%	29.7%	7.2%

Fuente. Autor del Proyecto

Para los modelos del método *URANS*: el modelo de turbulencia *SAS* presenta buenos resultados si se menciona en el pico *Transferencia de Calor* con error promedio relativo cerca al 8 %, sin embargo, cuando se evalúa para el *Punto de Estancamiento* se encuentra un error del 30 %, considera un porcentaje alto y también un gran intervalo entre los resultados para este modelo de turbulencia. Por otro lado, el modelo de turbulencia *DES* muestra que es el mejor en la predicción de los resultados, no obstante, sus desventajas ya han sido mencionadas en torno a la independencia de malla y convergencia. Es de precisar que los modelos *URANS* pueden obtener mejores resultados bajo comparación con los modelos *RANS*.

5.3 Eleccion del Modelo de Turbulencia.

Los modelos de turbulencia muestran diferentes ventajas y desventajas en sus comportamientos, sin embargo, ninguno muestra ventajas claras de ser el mejor para este caso de estudio. En general, para la industria se debe garantizar diferentes aspectos que permitan generar algún beneficio en los diseños a través de los modelos de turbulencia, de esta manera, se hace necesario generar una comparación de sus ventajas y desventajas para poder determinar cual ofrece las mejores ventajas para la aplicación. Gracias a esto, se incluye en este trabajo el uso de una *Matriz Pugh*⁴ como

⁴ La Matriz Pugh es una herramienta que permite cuantificar diferentes criterios involucrados, que para nuestro caso son aplicados al diseño. Esta matriz es una herramienta que ayuda al diseñador en la toma de decisiones. La metodología fue propuesta por Stuart Pugh.

herramienta para poder recomendar el modelo de turbulencia con mayores ventajas para el uso en diseños que involucren la *transferencia de calor por impacto*.

Establecemos cinco criterios importantes que debe poseer un modelo de turbulencia para ser aplicado en la industria de diseño, dichos criterios ya se han venido mencionado en este trabajo. Los criterios son los siguientes: *Exactitud, independencia de malla, convergencia, velocidad en convergencia y estabilidad de resultados*. Todos los criterios se les asigna un rango de importancia de *cinco, tres y uno*, donde *cinco*, cuantifica que el criterio a evaluar por cada modelo de turbulencia es muy importante para el diseño, por otro lado, *tres*, establece que el criterio es importante y puede influir en el diseño, sin embargo, su grado de importancia no es tan elevado, por último, *uno*, quiere decir que el criterio evaluado para el modelo de turbulencia no es tan relevante.

Para cada uno de los criterios *exactitud, independencia de malla, convergencia, velocidad en convergencia y estabilidad de resultados*, se les asigna a cada uno un valor de importancia, los cuales fueron: *cinco, cinco, tres, tres, tres*, respectivamente. Los criterios más importantes son *exactitud e independencia de malla*.

Para contrastar los criterios con cada modelo de turbulencia se hacen se toman valores positivos, neutrales o negativos, si el modelo de turbulencia posee buenas características con respecto al criterio a evaluar, el valor será positivo, de lo contrario será negativo. Por otro lado, si el modelo no se comporta bien pero tampoco es muy malo el modelo de turbulencia para el criterio, se considera neutral. De esta manera se ponderan los valores para cada criterio para obtener un valor total por cada modelo de turbulencia. Esto se aprecia mejor en la *Tabla 14*.

Como se considera en la *Tabla 14* todos los modelos son expuestos a los cinco criterios, sin embargo, se contrastan sus ventajas y desventajas en la matriz. De esta forma, lo primero que se analiza es que el modelo *Transitorio $\kappa - \kappa l - \omega$* es quien brinda las mejores ventajas para diseño. Esto se contrasta con sus resultados en predicciones, independencia de malla y convergencia.

Tabla 14 Matriz Pugh.

		PUNTAJES DE FILA				PUNTAJES PONDERADOS			
MODELOS DE TURBULENCIA	Rango de Importancia	<i>Transitorio SST</i>	<i>Transitorio $\kappa - \kappa l - \omega$</i>	<i>SAS</i>	<i>DES</i>	<i>Transitorio SST</i>	<i>Transitorio $\kappa - \kappa l - \omega$</i>	<i>SAS</i>	<i>DES</i>
<i>EXACTITUD</i>	5	-	0	+	+	-5	0	5	5
<i>INDEPENDENCIA DE MALLA</i>	5	+	+	-	-	5	5	-5	-5
<i>CONVERGENCIA</i>	3	+	+	0	-	3	3	0	-3
<i>VELOCIDAD EN CONVERGENCIA</i>	3	0	0	0	0	0	0	0	0
<i>ESTABILIDAD DE RESULTADOS</i>	3	+	+	-	-	3	3	-3	-3
VALOR TOTAL:		2	3	-1	-2	6	11	-3	-6

Fuente. Autor del Proyecto

CAPÍTULO 6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 Conclusiones

Predicciones numéricas evaluadas a través del *número de Nusselt* en el *Punto de Estancamiento* para una un chorro simple impactando en una placa plana isotérmica por medio de diferentes simulaciones realizadas en *ANSYS FLUENT*, con el fin comparar cuatro tipos de modelos de turbulencia, dos *RANS* y dos *URANS*. Las comparaciones de las predicciones obtenidas por cada modelo de turbulencia se contrastaron directamente con datos experimentales obtenidos de la literatura y aportados bajo la correlación de Gardon & Akfirat, 1966.

Las velocidades que entran en la boquilla como también la turbulencia que existe en la salida de esta, cumplen un papel importante e influyente en la predicción del *número de Nusselt* en el *punto de estancamiento*, principalmente como condición de frontera para realizar la solución. Además, físicamente niveles elevados de turbulencia y velocidad conducen al aumento de la *transferencia de calor* en las regiones de estancamiento y chorro de pared. Por otra parte, la influencia del espaciamiento entre la boquilla y la placa juega un rol importante, ya que a medida que la boquilla es alejada de la placa, se va en aumentó el valor del *número de Nusselt* en el *punto de estancamiento*, hasta llegar a un pico que se encuentra en un valor aproximado de $Z/B \approx 11$, a partir de este punto se espera que la *transferencia de calor* en la región de impacto disminuya.

Se denota que la *intensidad de turbulencia* en la salida de boquilla tiene un alto grado de importancia como condición de frontera, ya que bajo la variación de este parámetro se encontraron diferentes variaciones del *número de Nusselt* en el *punto de estancamiento*, ver *Fig. 19*, lo cual indica que al momento de realizar una simulación es importante incluir este parámetro en las condiciones de frontera.

Los modelos de turbulencia en general obtuvieron buenos resultados en la predicción, una muestra es que la exactitud obtenida es aproximadamente de 10 %, estos resultados se consideran buenos para términos de uso industrial, sin embargo, la mayoría no tiene buena estabilidad en sus resultados, más notable cuando se hace un cambio en el *número de Reynolds*.

Los modelos *URANS* poseen buena predicción en sus resultados, pero también presentan diferentes problemas debido a que su predicción está basada en flujos inestables. Sin embargo, la precisión de sus resultados se considera buena para el diseño (entre el 10%). Por otro lado, la inestabilidad numérica que presenta y los problemas que exhibe para la aplicación de independencia de malla, los hace poco confiables para ser aplicados en la industria de diseño, por ejemplo, la inestabilidad del *DES* y la no predicción del pico de transferencia de calor en el punto de estancamiento por parte del modelo *SAS*.

En general los modelos *RANS* obtuvieron buen comportamiento. El modelo *Transitorio SST* presenta malas predicciones, esto se puede observar con mas claridad para el *Número de Reynolds* de 22,000, sin embargo, es el modelo que mejores condiciones

posee en términos de estabilidad numérica, independencia de malla y convergencia. Por otro lado, el modelo *Transitorio* $\kappa - \kappa l - \omega$ presenta resultados que se consideran de alta precisión (4%) para un *Número de Reynolds* de 22,000, sin embargo, su exactitud disminuye cuando disminuye el *Número de Reynolds*, es por esto, que se debe prestar atención para *números de Reynolds* más bajos que los empleados en este trabajo. Es de anotar que este modelo posee un comportamiento de estabilidad numérica e independencia de malla similares a los presentados por el modelo *Transitorio SST*.

Para todos los resultados se esperaba estar cerca de un 10 % de error, sin embargo, tres de nuestros modelos logran estar cerca de esta brecha en un promedio general del error en las predicciones, no obstante, cumplir este objetivo resulta difícil para todos los modelos, si se habla directamente de un error puntual dentro las predicciones directas para cada geometría y condición de flujo. Sin embargo, muchos autores aseveran que estar en un 20 % de error para los modelos de turbulencia comparados con datos experimentales, es considera bueno.

Con respecto a la convergencia, se considera que todos poseen buenas conductas en estabilidad y consistencia, esto se ve más reflejado cuando las mallas son obtenidas de la independencia de malla. La velocidad de convergencia cuando las mallas utilizadas son bastante densas, la brecha de tiempo entre modelos se hace más significantes, es ahí donde el modelo *Transitorio* $\kappa - \kappa l - \omega$ posee problemas, más sin embargo, no se denota una diferencia exorbitante con respecto a los otros modelos. Es de mencionar que para mallas muy densas el modelo *DES* posee problemas muchos grandes para converger en todos los aspectos, esto se ve más alterado en la estabilidad numérica de sus resultados.

Se hace una mención importante al uso de la independencia de malla para cualquier estudio o diseño que se realiza bajo el uso de *CFD*, ya que esta metodología nos permite conocer los parámetros de la malla que pueden intervenir en los resultados, además, de permitir un ahorro computacional bajo un uso razonable de nodos en la malla, aspecto importante para diseño, ya que permite también una reducción en los tiempos de solución y convergencia. La característica transcendental de aplicar esta metodología es tener la certeza de que los resultados obtenidos no estarán afectados por efectos de un cambio en la malla.

El modelo de turbulencia que se recomienda en este proyecto para cuestiones de diseños donde se involucre el uso de un chorro simple impactando sobre una placa plana isotermica, en la predicción de parámetros donde intervenga la *Transferencia de Calor* en la región de impacto, es el modelo *Transitorio* $\kappa - \kappa l - \omega$. Debido a que posee buena precisión en las predicciones, es estable en sus resultados y no es costoso computacionalmente.

6.2 Recomendaciones

Para poder determinar el efecto de la malla en los *URANS* se recomienda especialmente para el *DES* observar el comportamiento de cuando el modelo está utilizando método *LES* para las regiones alejadas de la pared. Por otra parte, para el modelo *SAS* se recomienda analizar más específicamente el comportamiento de la condición de frontera de simetría o en su defecto estudiar aspectos de malla para especificar el por qué el pico de transferencia de calor no se encuentra en el *punto de estancamiento*.

Se recomienda para todos los modelos de turbulencia estudiar el efecto para geometrías donde la boquilla se encuentra más cerca de la pared, para analizar también efectos de *intensidad de turbulencia*, sin embargo, analizar con más relevancia el comportamiento de estos modelos en rangos de espaciamientos pequeños, por ejemplo: $Z/B = 2$ a 10 .

Es interesante también visualizar lo que sucede en el comportamiento de todos los modelos de turbulencia (en especial los modelos *RANS* como el *Transitorio* $\kappa - \kappa l - \omega$) para números de Reynolds más bajo a $11,000$ como también que comportamiento presentan a condiciones de turbulencia más elevadas, como por ejemplo para un número de Reynolds de $40,000$)

Investigar sobre el por qué el número de nodos es tan influyente en el resultado del número de Nusselt en el *punto de estancamiento*, especialmente en los modelos *URANS*, también se recomienda estudiar el efecto de la rata de inflación en las predicciones de transferencia de calor.

REFERENCIAS

- Abdon, A., & Sundén, B. (2001). Numerical Investigation of Impingement Heat Transfer Using Linear and Nonlinear Two-Equation Turbulence Models. *Numerical Heat Transfer, Part A*, 40: 563-578.
- Achari, A. M., & Das, M. K. (2015). Application of Various RANS Based Models Towards Predicting Slot Jet Impingement. *Int. J. of Thermal Sciences*, pp. 332-351.
- Ansys Inc. (2011). *Fluent Theory Guide*. Canonburg, PA .
- Ashforth-Frost, S., & Jambunathan, K. (1996). Numerical Prediction of Semi-Confined Jet Impingement and Comparison with Experimental Data. *Int. J. for Numerical Methods in Fluids*, Vol. 23, pp. 296-306.
- Badra, J., Masri, A., & Behnia, B. (2012). Enhanced Transient Heat Transfer from Arrays of Jets Impinging on a Moving Plate. *Heat Transfer Engineering*, pp. 361-371.
- Behnia, M., Parneix, S., & Durbin, P. (1998). Prediction of Heat Transfer in a Axisymmetric Turbulent Jet Impinging on a Flat Plate. *Int. J. Heat Transfer* , Vol.41, No.12, pp. 1845-1855.
- Behnia, M., Parneix, S., Shabany, Y., & Durbin, P. A. (1999). Numerical Study of Turbulent Heat Transfer in Confined and Unconfined Impinging Jets. *Int. J. of Heat and Fluid Flow*, pp. 1-9.
- Brakmann, R., Chen, L., Weigand, B., & Crawford, M. (2016). Experimental and numerical heat transfer investigation of an impinging jet array on a target plate roughened by cubic micro pin fins. *J. of Turbomachinery ASME*, Vol. 138.
- Craft, T., Graham, L., & Launder, B. (1993). Impinging Jet Studies for Turbulence Model Assessment-II. An Examination of the Performance of Four Turbulence Models. *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 36. No. 10. pp 2685-2697.
- Elebiary, E., & Taslim, M. E. (January 2013). Experimental/numerical crossover jet impingement in an airfoil leading-edge cooling channel. *J. of Turbomachinery ASME*, Vol. 135.
- Fechter, S., Terzis, A., Ott, P., Weigand, B., Wolfersdorf, J. v., & Cochet, M. (2013). Experimental and numerical investigation of narrow impingement cooling channels. *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 1208-1219.
- Friedman, S. J., & Mueller, A. C. (1951). Heat Transfer to Flat Surfaces. *General Discussion on Heat Transfer, The Institute of Mechanical Engineers*, pp. 138-142.
- Gardon, R., & Akfirat, J. C. (1965). The Role of Turbulence in Determining The Heat-Transfer Characteristics of Impinging Jets. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 8, 1261-1272.
- Gardon, R., & Akfirat, J. C. (1966). Heat Transfer Characteristics of Impinging Two-Dimensional Air Jets. *ASME J. Heat Transfer*, 101-107.

- Gardon, R., & Cobonpue, J. (1962). Heat Transfer Between a Flat Plate and Jets of Air Impinging On It. *International Developments in Heat Transfer*, pp. 454-460.
- Gauntner, J. W., Livingood, J. N., & Hrycak, P. (1970). Survey of Literature on Flow Characteristics of a Single Turbulent Jet Impinging on a Flat Plate . *Nasa Technical Note, Nasa TN-D-5652*, PP. 40.
- Glauert, M. B. (1956). *J. Fluid Mechanics*, pp. 625.
- Goldstein, R. J., & Behbahani, A. I. (1982). Impingement of a Circular Jet With and Without Cross Flow. *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 25, No.9, (págs. 1377-1382).
- Goldstein, R. J., Behbahani, A. I., & Heppelmann, K. (1986). Streamwise Distribution of the Recovery Factor and the Local Heat transfer Coefficient to an Impinging Circular Air Jet. *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 29, No. 8, 1227-1235.
- Gundappa, M., Hudson, J. F., & Diller, T. E. (1989). Jet Impingement Heat Transfer from Jet Tubes and Orifices. *National Heat Transfer Conf.*, (págs. 43-50). Philadelphia, PA, USA, Agosto 6-9,107.
- Heyerichs, K., & Pollard, A. (1996). Heat Transfer in Separated and Impinging Turbulent Flows. *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 39, No. 12, pp. 2385-2400.
- Hoogendoorn, J. C. (1977). The Effect of Turbulence On Heat Transfer At a Stagnation Point. *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 20, 1333-1338.
- Hosseinalipour, S. M., & Mujumdar, A. S. (1995). *Comparative Evaluation of Different Turbulence Models for Confined Impinging and Opposing Jet Flows*. Montreal, Canada: Thermal Fluids Group, Department of Chemical Engineering.
- Huang, G. C. (1963). Investigations of Heat-Transfer Coefficients for Air Flow Through Round Jets Impinging Normal to a Heat-Transfer Surface. *J. of Heat Transfer*, pp. 237-243.
- Huang, L., & ElGenk, S. M. (1994). Heat Transfer of an Impinging Jet on a Flat Surface. *Int. J. Heat Mass Transfer*. Vol.37, No.13, 1915-1923.
- Jambunathan, K., Lai, E., Moss, A. M., & Button, B. L. (1992). A Review of Heat Transfer Data for Single Circular Jet Impingement. *Int. J. Heat and Flow*, Vol. 13, No. 2, 106-115.
- Javaherchi, T. (2010). *Review of Spalart-Allmaras Turbulence Model and its Modifications*.
- Je-Chin Han, Lesley M. Wright. (2006). Enhanced Internal Cooling of Turbine Blades and Vanes. *En Gas Turbine Handbook* (págs. 321-351).
- Koff, B. L. (2004). Gas Turbine technology evolution: a designers perspective. *Journal of propulsion and power*, 20(4),, 577-595.
- Liu, Z., Feng, Z., & Song, L. (Junio 14-18, 2010). Numerical study of flow and heat transfer of impingement cooling on model of turbine blade leading edge. *ASME Turbo Expo,2010. GT2010-2311*. Glasgow, UK.

- Liu, Z., Ye, L., Wang, C., & Feng, Z. (2014). Numerical Simulation on Impingement and Film Composite Cooling of Blade Leading Edge Model for Gas Turbine. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 73, pp. 1432-1443.
- Lopez Gomez, D. (2010). *Aplicación de la Hidrodinámica Suavizada de la Partículas al Estudio de Fenómenos Hidráulicos*. Madrid.
- Martin, H. (1977). *Heat and Mass Transfer Between Impinging Gas Jets and Solid Surfaces*. Karlsruhe, Germany.
- Metzger, D. (1962). *Spot Cooling and Heating of Surfaces With Velocity Impinging Air Jets. Part 1- Slot Jets on Plane Surfaces*. USA, California: Department of Mechanical Engineering.
- Obot, N., Majumdar, A. S., & Douglas, W. J. (1979b). Effect of Nozzle Geometry on Impingement Heat Transfer Under a Round Turbulent Jet. *ASME paper 79-WA/HF-53*.
- Patankar, S. V. (1980). *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. Washington D.C: Hemisphere.
- Penumadu, P. S., & Rao, A. G. (2017). Numerical Investigations of Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics in Multiple Jet Impingement System. *Applied Thermal Engineering*, pp. 1511-1524.
- Perry, K. P. (1954). Heat Transfer by Convection From a Hot Gas Jet to a Plane Surface. *Physics Department, Heat and Thermodynamics Section, The British Iron and Steel Research Association*, pp. 775-784.
- Popiel, C. O., & Boguslawski, L. (1988). Effect of Flow Structure on the Heat or Mass Transfer on a Flat Plate in Impinging Round Jet. *2nd UK National Conf. on Heat Transfer, University of Strathclyde, UK, Septiembre 14-16*, (págs. 663-685).
- Ron S. Bunker. (2011). Cooling Design Analysis. En *The Gas Turbine Handbook*. 295-208: NETL.
- Salamah, S. A., & Kaminski, D. A. (2005). Modeling of Turbulent Heat Transfer From an Array of Submerged Jets Impinging On a Solid Surface. *Numerical Heat Transfer, Part A*, pp. 315-337.
- Schiffer, H. P., Taege, J., & Haselbach, F. (2004). Influence of Turbulators in Blade Cooling Passages on Film Hole Discharge Coefficients. *J. of Thermal Science*, pp. 245-254.
- Schlunder, E. U., & Gnielinski, V. (1967). Heat and Mass Transfer Between Surfaces and Impinging Jets. *Chem. Ing. Tech*, 39, 578-584.
- Sayedain, S. H., Hasan, M., & Mujumdar, A. (1994). Modelling of a Single Confined Turbulent Slot Jet Impingement Using Various k- ϵ Turbulence Models. *Appl. Math. Modelling*, pp. 526-537.

- Spring, S., Xing, Y., & Weigand, B. (2012). An experimental and numerical study of heat transfer from arrays of impinging jets with surfaces ribs. *J. of Heat Transfer ASME*, Vol. 134.
- Tu, J., Yeoh, G. H., & Liu, C. (2013). *Computacional Fluid Dynamics a Practical Approach*. Butterworth-Heinemann .
- Turgeon, E., & Pelletier, D. (Jul-Sept, 2001). Verification and Validation of Adaptive Finite Element Method for Impingement Heat Transfer. *J. of Thermophysics and Heat Transfer*, Vol. 15, No. 3, pp. 284-292.
- Versteeg, H. K., & Malalasekera, W. (2007). *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volumen Method*. Edinburgh: Pearson Education Limit.
- Villamizar H., A. (2014). *Aplicación de un modelo turbulento bidimesnional para la simulación de flujo a superficie libre en un canal horizontal*. Bogota Colombia: Universidad Nacional de Colombia.
- Wang, S., & Mujumdar, A. (2005). A Comparative Study of Five Low Reynolds Number k- ϵ Models for Impingement Heat Transfer. *Applied Thermal Engineering*, pp. 31-44.
- Weinman, K. W., Van der Ven, H., Mockett, C., Knoop, T., Kok, J., Perrin, R., & Thiele, F. (2006). A Study of Grid Convergence Issues for the Simulation of the Massively Separated Flow Around a Stalled Airfoil Usign DES an Related Methods. *European Conference on Computational Fluid Dynamics, ECCOMAS CFD*.
- Yun, A. (2017). *Computational Fluid Dynamics: From Zero to Guru*. CreateSpace Independent Publishing Platform.
- Zuckerman, N., & Lior, N. (May, 2005). Impingement Heat Transfer: Correlations and Numerical Modeling. *ASME J. of Heat Transfer* , Vol. 127, pp. 544 - 552.

ANEXO A Gráficos de Independencia de malla para varios Re y Z/B.

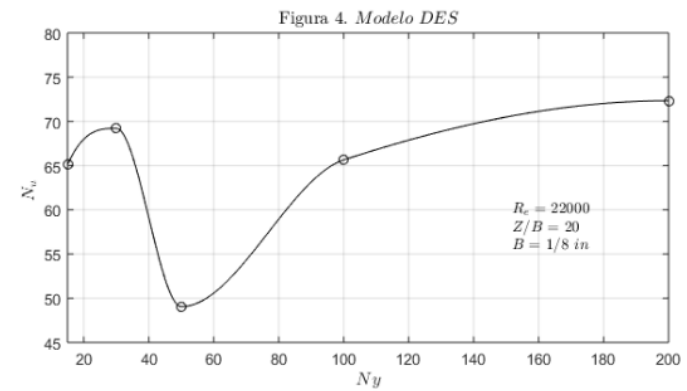
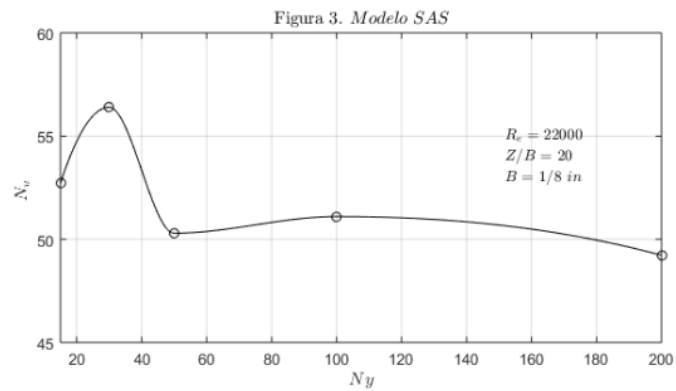
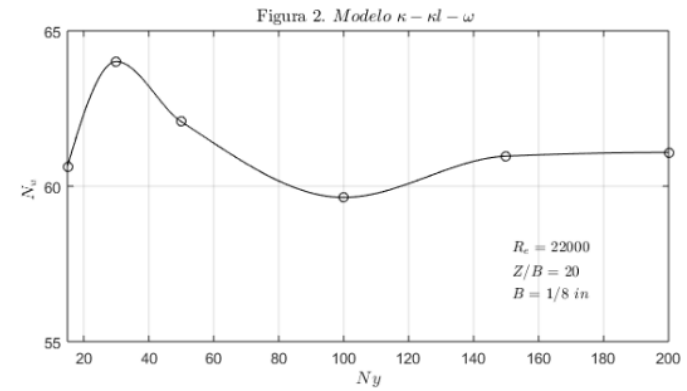
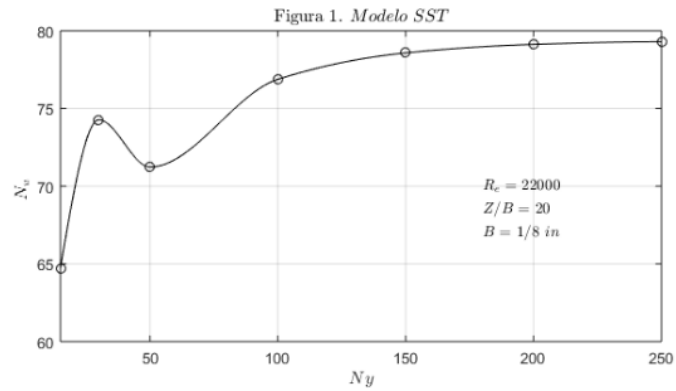


Gráfico de Independencia de Malla para $Re = 22,000$ y $Z/B = 20$

Figura 1. Modelo SST

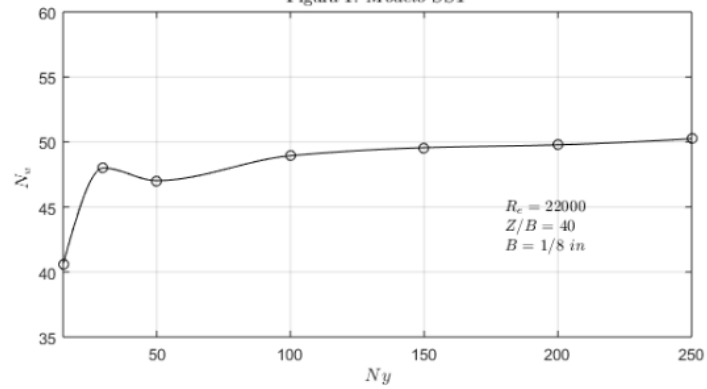
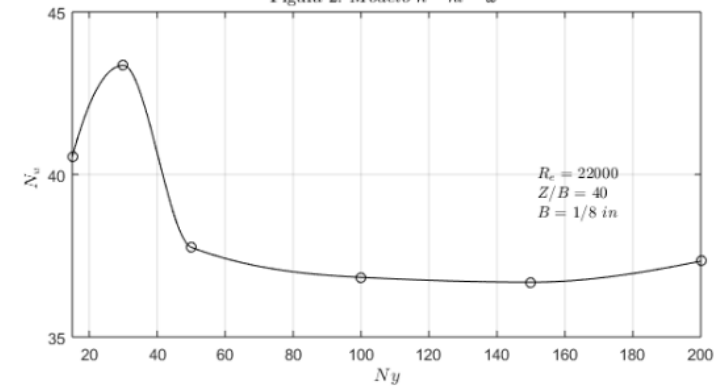
Figura 2. Modelo $\kappa - \epsilon - \omega$ 

Figura 3. Modelo SAS

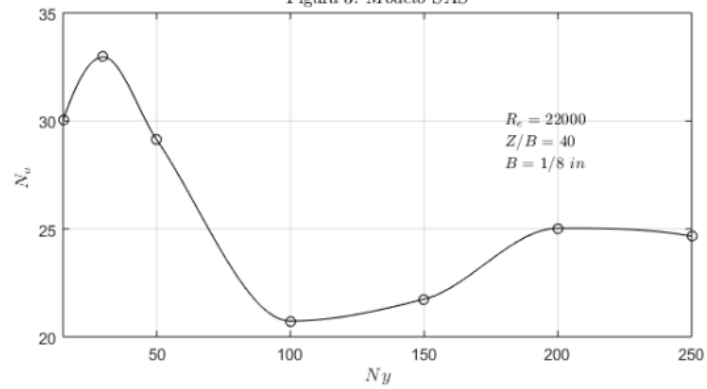


Figura 4. Modelo DES

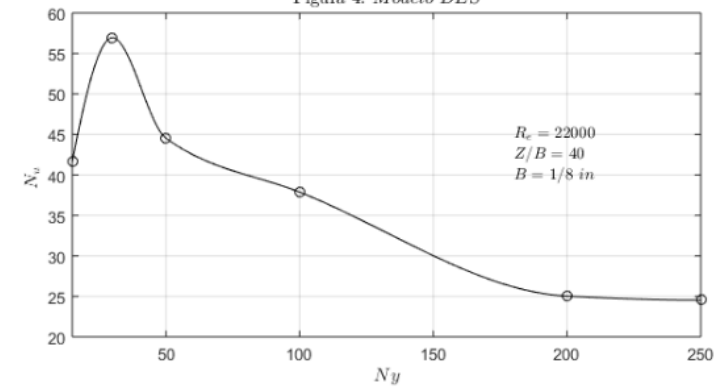


Gráfico de Independencia de Malla para $Re = 22,000$ y $Z/B = 40$

Figura 1. Modelo SST

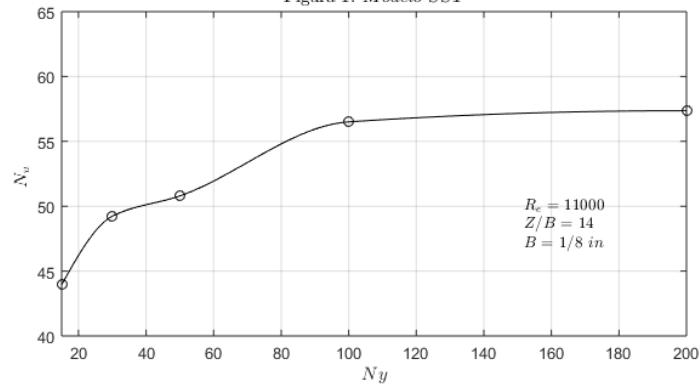
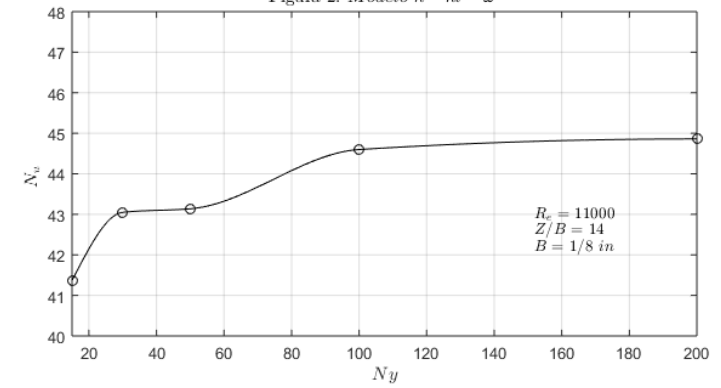
Figura 2. Modelo $\kappa - \kappa l - \omega$ 

Figura 3. Modelo SAS

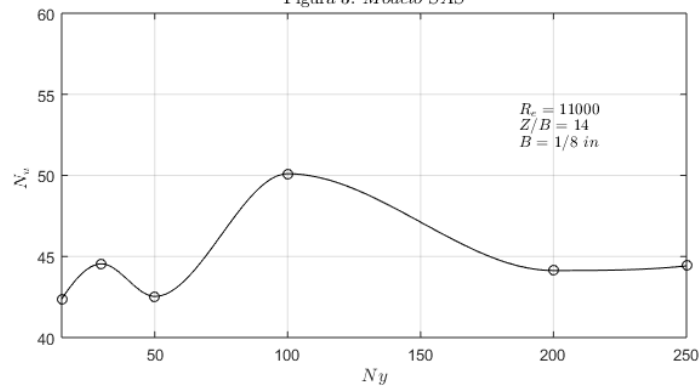


Figura 4. Modelo DES

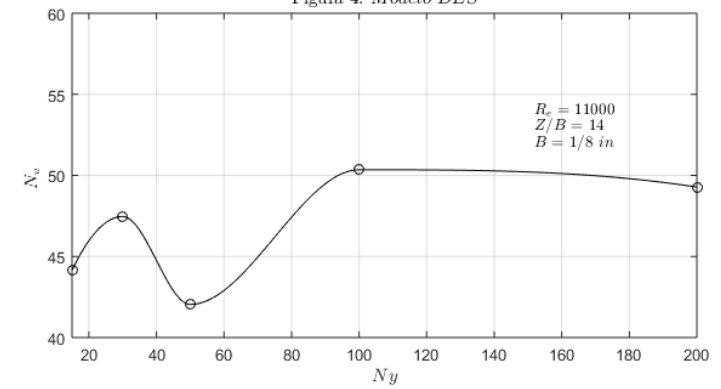


Gráfico de Independencia de Malla para $Re = 11,000$ y $Z/B = 14$

Figura 1. Modelo SST

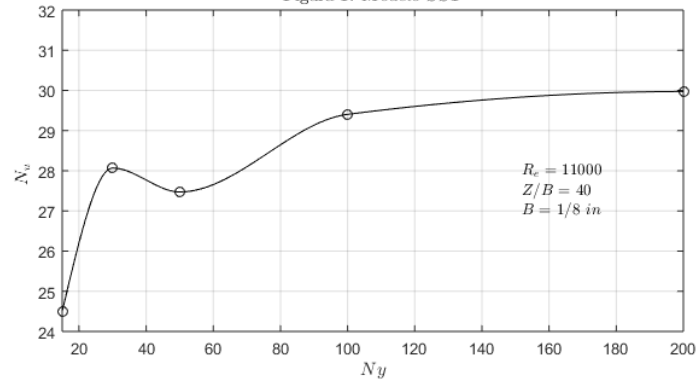
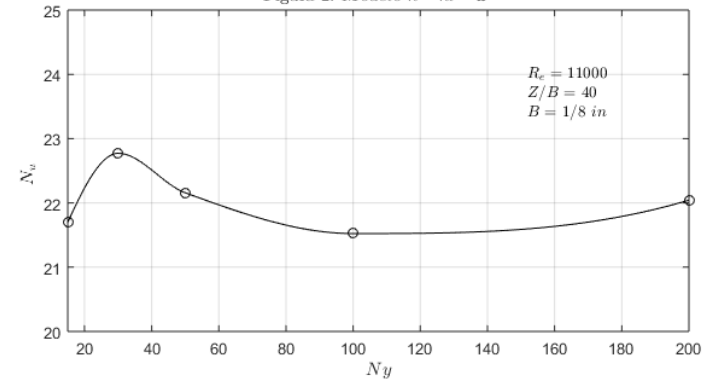
Figura 2. Modelo $\kappa - \epsilon l - \omega$ 

Figura 3. Modelo SAS

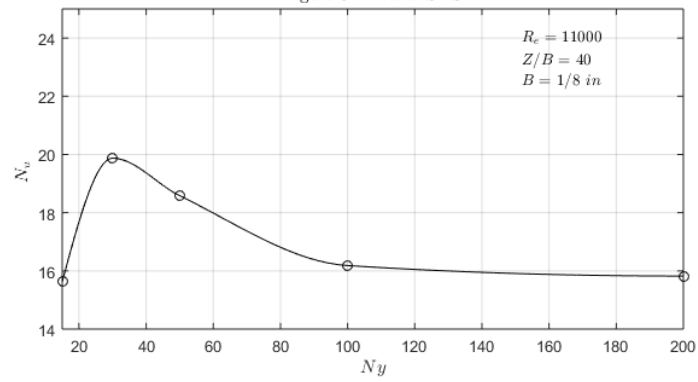


Figura 4. Modelo DES

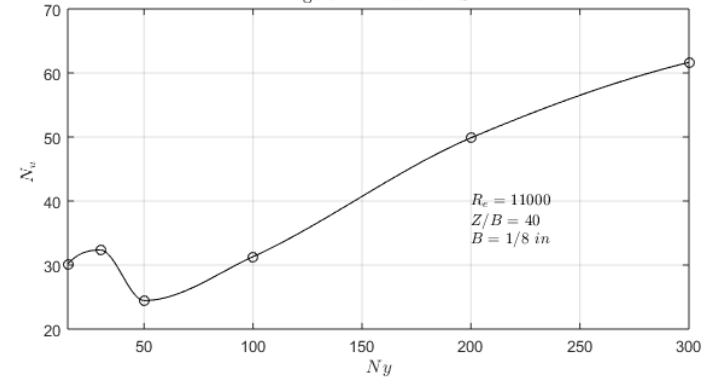


Gráfico de Independencia de Malla para $Re = 11,000$ y $Z/B = 14$

ANEXO B Artículo.